

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Сборник задач

2-е издание, исправленное и дополненное

Москва
Издательство МЭИ
2026

УДК 621.1
ББК 31.31
Т 38

*Утверждено учебным управлением НИУ «МЭИ»
в качестве учебного издания*

Подготовлено на кафедре теоретических основ теплотехники

Рецензенты: д.т.н., проф. каф. промышленной теплоэнергетики
Московского государственного политехнического
университета С.Д. Корнеев;
д.т.н., профессор А.В. Костановский

Авторы: А.А. Александров, В.С. Охотин, А.А. Сухих, Е.В. Джураева
Т 38 Техническая термодинамика: сборник задач / А.А. Александров,
В.С. Охотин, А.А. Сухих и др. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Издатель-
ство МЭИ, 2026. – 260 с.

ISBN 978-5-7046-3384-6

Сборник задач является дополнением к учебнику «Техническая термодинамика» [1], предназначенному для изучения этой дисциплины студентами теплотехнических специальностей НИУ «МЭИ». В предлагаемом сборнике представлены задачи для всех разделов учебника и в каждом разделе приведены основные формулы, необходимые для их решения, что обеспечивает быстрое нахождение ответов. Для типовых задач рассмотрены наиболее точные методы их решения. Сведения о термодинамических свойствах веществ взяты из разных таблиц, где они представлены в зависимости от температуры и давления (для реальных газов). Информация об этих источниках приведена в тексте.

Для студентов вузов, обучающихся по направлениям: «Теплоэнергетика и теплотехника», «Ядерная энергетика и теплофизика» и «Энергомашиностроение».

**УДК 621.1
ББК 31.31**

ISBN 978-5-7046-3384-6

© Коллектив авторов, 2026
© Национальный исследовательский
университет «МЭИ», 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения.....	4
Предисловие.....	6
1. Параметры состояния.....	7
2. Первый закон термодинамики	15
3. Свойства и уравнение состояния идеальных газов.....	29
4. Смеси идеальных газов.....	39
5. Процессы с идеальными газами.....	46
6. Второй закон термодинамики	58
7. Свойства и процессы реальных газов и водяного пара	82
8. Влажный воздух.....	107
9. Истечение из сопел и дросселирование газов и паров	120
10. Процессы в компрессорах.....	144
11. Циклы двигателей внутреннего сгорания.....	161
12. Циклы газотурбинных установок	167
13. Циклы паротурбинных установок	179
14. Термодинамические циклы парогазовых установок	219
15. Обратные термодинамические циклы.....	228
16. Элементы термодинамики химических процессов.....	249
Список рекомендуемой литературы.....	259

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A – энергия Гельмгольца (изохорно-изотермический потенциал, свободная энергия)

a – удельный изохорно-изотермический потенциал, скорость звука

B – атмосферное давление, расход топлива

b – удельный расход топлива

C – теплоемкость

C_x – теплоемкость в термодинамическом процессе $x=\text{const}$

c – удельная теплоемкость, скорость света

\check{c} – молярная теплоемкость

c' – объемная теплоемкость

D – расход газа, пара, воды

d – влагосодержание влажного воздуха, удельный расход пара на турбину

E – кинетическая и потенциальная энергия, эксергия

e – удельная эксергия

F – сила

f – площадь

G – энергия Гиббса (изобарно-изотермический потенциал)

g – ускорение свободного падения, удельная энергия Гиббса

H – энтальпия

h – удельная энтальпия, постоянная Планка

i – число колебательных степеней свободы

j – число степеней свободы

K – константа химического равновесия

k – показатель адиабаты, постоянная Больцмана

L – работа

l – удельная работа

\tilde{m} – относительная молекулярная масса

μ – молярная масса (масса одного моля)

m_τ – массовый расход

m – масса, кратность циркуляции

N – мощность, число частиц

N_A – число Авогадро

n – количество вещества (число молей), показатель политропы

P – вес тела

p – давление

Q – теплота

q – удельная теплота

Q_H^p – низшая удельная теплота сгорания топлива

R – удельная газовая постоянная

\bar{R} – универсальная (молярная) газовая постоянная

r – теплота испарения (теплота парообразования)

S – энтропия
 s – удельная энтропия
 \tilde{s} – молярная энтропия
 T – термодинамическая температура (абсолютная температура)
 t – температура по шкале Цельсия
 U – внутренняя энергия
 u – удельная внутренняя энергия
 \tilde{u} – молярная внутренняя энергия
 V – объем
 V_T – объемный расход
 v – удельный объем
 \tilde{v} – молярный объем
 w – скорость
 x – молярная концентрация (молярная доля), степень сухости влажного пара
 y – степень влажности влажного пара, удельная выработка энергии на тепловом потреблении
 z – фактор сжимаемости
 α – изобарный коэффициент расширения, доля отбираемого пара
 β_T – изотермический коэффициент сжимаемости
 γ – изохорный коэффициент давления
 ε – холодильный коэффициент
 η_ε – термический коэффициент полезного действия
 η_i – внутренний коэффициент полезного действия
 η_{oi} – внутренний относительный коэффициент полезного действия
 η_r – коэффициент полезного действия электрогенератора
 η_m – механический коэффициент полезного действия
 η_a – абсолютный коэффициент полезного действия турбогенераторной установки
 $\eta_{ст}$ – коэффициент полезного действия электростанции
 η_e – эксергетический коэффициент полезного действия
 Θ – характеристическая температура
 μ – химический потенциал, коэффициент расхода
 ν – частота колебаний
 ξ – коэффициент потери энергии
 π – отношение давлений (приведенное давление)
 ρ – плотность
 σ – степень регенерации
 τ – приведенная температура
 φ – объемная концентрация (объемная доля), коэффициент скорости, относительная влажность
 ω – массовая концентрация (массовая доля), приведенный объем (относительный объем)

ПРЕДИСЛОВИЕ

Сборник задач является дополнением к учебнику «Техническая термодинамика» [1], предназначенному для изучения этой дисциплины студентами теплотехнических специальностей НИУ «МЭИ». В предлагаемом сборнике представлены задачи для всех разделов учебника и в каждом разделе приведены основные формулы, необходимые для их решения, что обеспечивает быстрое нахождение пути решения. Для типовых задач рассмотрены наиболее точные методы их решения.

При решении задач следует иметь в виду, что численные значения ответов могут до 0,5% отличаться от приведенных в задачнике. Это зависит от того, какие константы (газовая постоянная, относительная молекулярная масса и др.) и какие справочные издания или компьютерные программы о свойствах веществ использовались при решении задач. Сведения о надёжных источниках этих данных приведены в задачнике.

В настоящем издании для сведений о термодинамических свойствах воды и водяного пара использованы справочные таблицы [2] или калькулятор свойств воды и водяного пара [4], имеющийся в пакете вычислительных программ на линии насыщения в зависимости от температуры (табл. I) или давления (табл. II) и в однофазной области в зависимости от температуры и давления (табл. III).

С помощью калькулятора можно получить не только ту же информацию, что помещена в таблицах $F(T_{\text{нас}})$, $F(p_{\text{нас}})$, $F(p, T)$, но и вычислить значения свойств в зависимости от давления и энтальпии $F(p, h)$, давления и энтропии $F(p, s)$, энтальпии и энтропии $F(h, s)$ во всей области параметров, включая и влажный пар $F(T_{\text{нас}}, x)$, $F(p_{\text{нас}}, x)$. Для сведений о свойствах идеальных газов использованы справочные таблицы [2,3,5] и калькулятор свойств идеальных газов, также имеющийся в пакете вычислительных программ [4]. Для использования в целях образования этот пакет предоставляется бесплатно.

Замечания по задачнику и пожелания следует направлять по адресу: 112250, г. Москва, Красноказарменная ул., 14, стр.1 Издательство МЭИ.

1. ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ

Единицы измерения

Параметры состояния характеризуют конкретные физические условия состояния вещества. Равновесное состояние однородной термомеханической системы в общем случае однозначно определяется заданием двух ее независимых интенсивных параметров, в качестве которых могут быть приняты любые термодинамические свойства. В качестве термодинамических параметров систем чаще всего используются абсолютная температура T , абсолютное давление p и удельный объем v .

Абсолютная температура

Температура характеризует тепловое состояние тела. Важное значение имеет понятие *термодинамической температуры*, которая определяется по **термодинамической шкале температур**, не зависящей от свойств вещества. Исчисляется она в Кельвинах (T , К) и связана с практически измеряемой температурой по шкале Цельсия (t , °С) в соответствии с реперными точками международной температурной шкалы – 90 (МТШ-90) соотношением

$$T[\text{К}] = t[^\circ\text{С}] + 273,15. \quad (1.1)$$

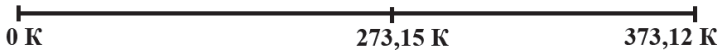
Используются также и другие температурные шкалы.

Практические температурные шкалы:

1) *шкала Цельсия:*

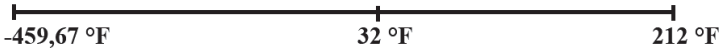


2) *абсолютная шкала Кельвина*. Формула для пересчёта градусов Цельсия в Кельвины (1.1).



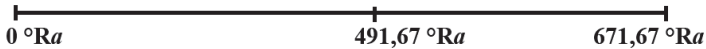
3) *шкала Фаренгейта*:

$$t[{}^{\circ}\text{F}] = 1,8 \cdot t[{}^{\circ}\text{C}] + 32. \quad (1.2)$$



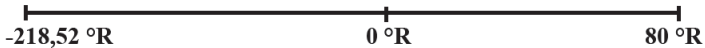
4) *абсолютная шкала Ренкина*

$$t[{}^{\circ}\text{Ra}] = 1,8 \cdot T[\text{K}]. \quad (1.3)$$



5) *шкала Реомюра*:

$$t[{}^{\circ}\text{R}] = 0,8 \cdot t[{}^{\circ}\text{C}] \quad (1.4)$$



Абсолютное давление

Давление – это сила, действующая по нормали на единицу поверхности

$$p = \frac{F}{f}. \quad (1.5)$$

Параметром состояния является абсолютное давление, которое складывается из измеряемого прибором (избыточного) и давления атмосферного (барометрического):

$$p = p_{\text{изб}} + B. \quad (1.6)$$

В случае разрежения среды, когда давление становится меньше барометрического давления, абсолютное давление равно

$$p = B - p_{\text{разр}}. \quad (1.7)$$

Основная единица давления (система СИ):

1 Паскаль: $\text{Па} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. Кратные ему единицы:

1 гПа (гектопаскаль) = 10^2 Па; 1 кПа (килопаскаль) = 10^3 Па;

1 МПа (мегапаскаль) = 10^6 Па; 1 ГПа (гигопаскаль) = 10^9 Па;

1 бар = 10^5 Па; 1 ат (атмосфера техническая) = $1 \text{ кгс/см}^2 = 0,980665$ бар;

1 атм (атмосфера физическая) = 760 мм рт.ст. = 101,325 кПа.

1 мм рт.ст. = 133,322 Па; 1 мм вод.ст. = 9,80665 Па;

1 бар = 10^5 Па = $1,01972 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ (ат) = 0,98692 атм.

Английский фунт силы на квадратный дюйм:

$1 \text{ psi} = \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 0,068947$ бар = 6,8947 кПа.

$1 \text{ lbf} = 0,45359$ кгс - фунт силы; $1 \text{ in} = 25,4$ мм – дюйм англ.

1 бар = 14,5038 psi.

Нормальные физические условия:

$t_{\text{н.у.}} = 0^\circ\text{C}$; $p_{\text{н.у.}} = 760$ мм рт.ст. = 101,325 кПа.

Удельный объём (или плотность)

$$v = \frac{V}{m}; \quad \left(\rho = \frac{1}{v} \right). \quad (1.8)$$

Термические коэффициенты и соотношения между ними

Термические коэффициенты формируются на основе частных производных параметров состояния и являются физической характеристикой веществ.

Изобарный коэффициент расширения:

$$\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p. \quad (1.9)$$

Для большинства веществ $\alpha > 0$, но может быть и $\alpha < 0$ (например, для воды при температурах ниже $3,98^\circ\text{C}$).

Изотермический коэффициент сжатия:

$$\beta = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T. \quad (1.10)$$

Так как $\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T < 0$ по условию физической устойчивости, то $\beta > 0$.

Изохорный коэффициент давления:

$$\gamma = \frac{1}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v, \text{ при } \gamma > 0. \quad (1.11)$$

Соотношение между термическими коэффициентами:

$$\alpha = \beta \cdot \gamma \cdot p. \quad (1.12)$$

Задачи

1.1. При установлении своей шкалы Фаренгейт принял за 100°F температуру человеческого тела. Какова она в градусах Цельсия?

Ответ: $t = 37,8^\circ\text{C}$.

1.2. Температура тройной точки воды $t_{\text{тр}} = 0,01^\circ\text{C}$. Рассчитайте значение этой температуры в градусах Кельвина, Фаренгейта, Ренкина и Реомюра.

Ответ: $T_{\text{тр}} = 273,16 \text{ K}$; $t_{\text{тр}} = 32,02^\circ\text{F}$; $T_{\text{тр}} = 491,69^\circ\text{Ra}$; $t_{\text{тр}} = 0,008^\circ\text{R}$.

1.3. Средний температурный напор в теплообменном аппарате $\Delta t = 18^\circ\text{C}$ Каковы его значения по шкалам Кельвина, Фаренгейта, Ренкина и Реомюра?

Ответ: $\Delta T = 18 \text{ K}$; $\Delta t = 32,4^\circ\text{F}$; $\Delta T = 32,4^\circ\text{Ra}$; $\Delta t = 14,4^\circ\text{R}$.

1.4. Температура воды в критической точке $t_{\text{кр}} = 373,946^\circ\text{C}$. Рассчитайте значение этой температуры в градусах Кельвина, Фаренгейта, Ренкина и Реомюра.

Ответ: $T_{\text{кр}} = 647,096 \text{ K}$; $t_{\text{кр}} = 705,103^\circ\text{F}$; $T_{\text{кр}} = 1\,164,773^\circ\text{Ra}$; $t_{\text{кр}} = 299,157^\circ\text{R}$.

1.5. При каком численном значении температуры по шкалам Цельсия и Фаренгейта совпадают?

Решение.

В формулу для расчёта значений градусов по шкале Фаренгейта (1.2) $t[^\circ\text{F}] = 1,8 \cdot t[^\circ\text{C}] + 32$ сделаем подстановку $t = t[^\circ\text{F}] = t[^\circ\text{C}]$, тогда $t = \frac{32}{1-1,8} = -40$.

Ответ: $t = -40^\circ\text{C} = -40^\circ\text{F}$.

1.6. Какому численному значению температуры по шкале Фаренгейта соответствует равновесное состояние газовой и жидкой фаз воды при нормальном давлении?

Ответ: $t = 212^{\circ}\text{F}$.

1.7. Какому численному значению температуры по шкале Фаренгейта соответствует равновесное состояние твёрдой и жидкой фаз воды при нормальном давлении?

Ответ: $t = 32^{\circ}\text{F}$.

1.8. Установите соотношение между единицами измерения давления в мм рт. столба и в Паскалях. Плотность ртути $\rho = 13,595 \text{ г/см}^3$; ускорение свободного падения $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$.

Решение.

Высота столба $z = 1 \text{ мм} = 10^{-3} \text{ м}$. Плотность ртути $\rho = 13,595 \text{ г/см}^3 = 13595 \text{ кг/см}^3$. Давление такого столба $p = \rho \cdot g \cdot z = 13595 \cdot 9,80665 \times 10^{-3} = 133,32 \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2} = 133,32 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3} = 133,32 \text{ Па}$.

Ответ: 1 мм рт. ст. = 133,32 Па.

1.9. Установите соотношение между единицами измерения давления в мм вод. столба и в Паскалях. Плотность воды $\rho = 1 \text{ г/см}^3$; ускорение свободного падения $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$.

Решение.

Высота столба $z = 1 \text{ мм} = 10^{-3} \text{ м}$. Плотность воды $\rho = 1 \frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Давление такого столба $p = \rho \cdot g \cdot z = 1000 \cdot 9,80665 \times 10^{-3} = 9,80665 \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}^2} = 9,8067 \text{ Па}$.

Ответ: 1 мм вод. ст. = 9,8067 Па.

1.10. Установите соотношение между единицами измерения давления в *psi* и кПа. Один англ. фунт: $1 \text{ lb} = 0,453592 \text{ кг}$; ускорение свободного падения $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$; один дюйм: $1 \text{ in} = 25,4 \text{ мм}$.

Решение.

$$psi = \frac{lbf}{in^2} = \frac{0,453592 \cdot 9,80665}{25,4^2 \cdot 10^{-6}} \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{м}^2} \right] = 6\,894,7 \text{ Па} = 6,8947 \text{ кПа}.$$

Ответ: $1 \text{ psi} = 6,8947 \text{ кПа}$.

1.11. Вакууметр показал разрежение в конденсаторе паровой турбины $0,90 \text{ кгс/см}^2$ в вечернее время, а утром (из-за снижения температуры циркуляционной воды) он показывал $0,94 \text{ кгс/см}^2$. При этом атмосферное давление (барометрическое) снизилось с 748 до 740 мм рт. ст.

Определить абсолютное давление процесса конденсации в кПа в каждом случае.

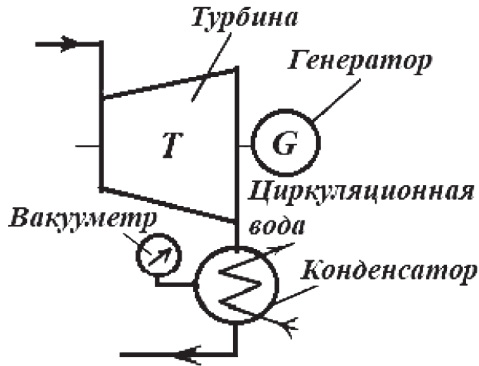


Рис. 1.1. К задаче 1.11

Решение.

$$1) B = 748 \cdot 133,322 \cdot 10^{-3} = 99,725 \text{ кПа}; p_{\text{разр}} = 0,90 \cdot 0,980665 \cdot 10^2 = 88,260 \text{ кПа}; p = B - p_{\text{разр}} = 99,725 - 88,260 = 11,465 \text{ кПа};$$

$$2) B = 740 \cdot 133,322 \cdot 10^{-3} = 98,658 \text{ кПа}; p_{\text{разр}} = 0,94 \cdot 0,980665 \cdot 10^2 = 92,183 \text{ кПа}; p = B - p_{\text{разр}} = 98,658 - 92,183 = 6,475 \text{ кПа}.$$

Ответ: 1) 11,465 кПа; 2) 6,475 кПа.

1.12. Одна камера пьезометра заполнена диоксидом углерода с избыточным давлением 8 кгс/см². Во второй камере вакуум. Объём 1-й – 400 см³, 2-й – 800 см³. Атмосферное (барометрическое) давление равно 750 мм рт. ст.

Определить избыточное давление газа в кПа после того, как соединительный вентиль будет открыт. Использовать закон Бойля – Мариотта.

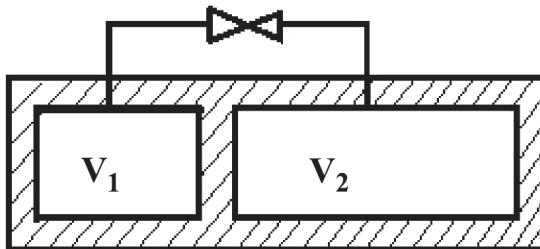


Рис. 1.2. К задаче 1.12

Решение.

$$B = 750 \cdot 133,322 \cdot 10^{-3} = 99,991 \text{ кПа}; p_{1\text{изб}} = 8 \cdot 0,980665 \cdot 10^2 = 784,532 \text{ кПа}; p_1 = p_{1\text{изб}} + B = 784,532 + 99,991 = 884,523 \text{ кПа}.$$

$$p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_1 + V_2} = 884,523 \frac{400}{400 + 800} = 294,841 \text{ кПа}.$$

$$p_{2\text{изб}} = p_2 - B = 294,841 - 99,991 = 194,85 \text{ кПа}.$$

Ответ: 194,85 кПа.

1.13. При регулировании давления газа перед горелкой котла его измерили с помощью дифференциального микроманометра (рис. 1.3) и установили равным 90 мм вод. ст. Определить показания в мм столба при замене рабочей жидкости (воды плотностью $\rho = 1 \text{ г/см}^3$) на спирт плотностью $\rho = 0,8 \text{ г/см}^3$. Определить также избыточное давление газа в кПа.

Ответ: 112,5 мм ст.= 882,6 Па.

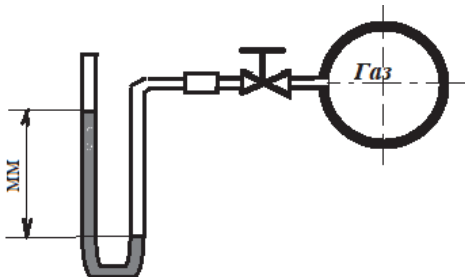


Рис. 1.3. К задаче 1.13

1.14. В железнодорожной цистерне находился вязкий мазут. Для того чтобы слить мазут в условиях морозной погоды, его нужно было разогреть. Для этого через верхний люк цистерны опустили трубу, по которой подавали насыщенный водяной пар. Когда мазут был полностью слит, трубу из цистерны вынули, а люк немедленно закрыли герметически. Через некоторое время цистерна была смята атмосферным давлением.

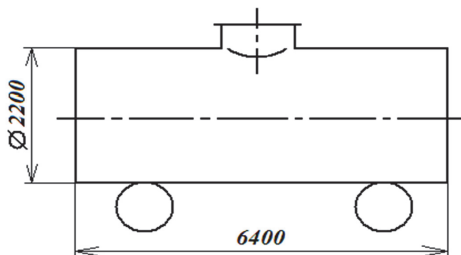


Рис. 1.4. К задаче 1.14

Известно, что после конденсации всего пара в цистерне образовался вакуум $p_{\text{разр}} = 690$ мм рт. ст.

Определите суммарную результирующую силу F , приложенную по всей цилиндрической поверхности.

Ответ: 4 069,1 кН.

1.15. В паросборнике находится водяной пар в количестве 300 кг. Определите объем паросборника V , м^3 , если удельный объем пара $v = 20,2$ $\text{см}^3/\text{г}$.

Решение.

В соответствии с (1.8) $V = m \cdot v = 300 \cdot (20,2 \cdot 10^{-6}/10^3) = 6,06$ м^3 .

Ответ: $V = 6,06$ м^3 .

1.16. Выведите соотношения для термических коэффициентов идеального газа, параметры состояния которого описываются уравнением состояния Клапейрона – Менделеева $pv = RT$, где R – газовая постоянная.

Ответ: $\alpha = \frac{1}{T}$; $\beta = \frac{1}{p}$; $\gamma = \frac{1}{T}$.

1.17. Найдите значение коэффициента изотермического сжатия β для идеального газа при температуре 320°C и давлении 1 МПа.

Ответ: $\beta = 1 \frac{1}{\text{МПа}}$.

1.18. Найдите значение коэффициента изобарного расширения α для идеального газа при температуре 320°C и давлении 1 МПа.

Ответ: $\alpha = 0,001686$ 1/К.

1.19. Найдите значение коэффициента изохорного коэффициента давления γ для идеального газа при температуре 320°C и давлении 1 МПа.

Ответ: $\gamma = 0,001686$ 1/К.

1.20. Коэффициент изобарного расширения α для идеального газа равен 0,001535 1/К. Определите его температуру в градусах Цельсия и Фаренгейта.

Ответ: $t = 378,3^\circ\text{C} = 713,0^\circ\text{F}$.

1.21. Коэффициент изотермического сжатия β для идеального газа равен $6 \frac{1}{\text{МПа}}$. Определите его давление в кПа и *psi*.

Ответ: $p = 166,67$ кПа = 24,173 *psi*.

2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Основные формулы

Первый закон (начало) термодинамики представляет собой приложение к тепломеханическим системам закона природы – закона сохранения энергии. В общем случае для термодинамической системы, находящейся в механическом и тепловом взаимодействии с окружающими телами, изменение энергии всех видов выражается соотношением

$$Q = (E_2 - E_1) + L, \quad (2.1)$$

где Q – подведенная, либо отведенная теплота; L – работа, произведенная системой, либо подведенная к системе.

Энергию всей тепломеханической системы E рассматривают в виде двух частей: энергии внешней, определяемой движением системы и ее потенциалом как целого, и ее внутренней энергией, которая является совокупностью энергий составляющих систему частиц:

$$E = E_{\text{внеш}} + U, \quad (2.2)$$

$$E_{\text{внеш}} = E_{\text{кин}} + E_{\text{пот}}. \quad (2.3)$$

$E_{\text{пот}}$ – потенциальная энергия системы в гравитационном поле, $E_{\text{кин}}$ – кинетическая энергия системы как единого целого объекта.

Внутренняя энергия системы (суммарная энергия частиц, составляющих систему):

$$U = U_{\text{кин}} + U_{\text{пот}} + U_0, \quad (2.4)$$

где $U_{\text{кин}}$ – суммарная кинетическая энергия всех видов движения частиц, включая поступательное и вращательное движение частиц и внутримолекулярные колебания атомов; $U_{\text{пот}}$ – потенциальная энергия взаимодействия частиц, зависящая от расстояния между ними; U_0 – энергия вещества при абсолютной температуре $T = 0$ К, включая химическую и внутриядерную энергию.

Для неподвижной системы и в том случае, когда силами потенциального воздействия на неё можно пренебречь ($E_{\text{внеш}}=0$), первый закон термодинамики может быть записан в следующем виде:

$$Q = (U_2 - U_1) + L. \quad (2.5)$$

Для удельных величин в дифференциальном виде:

$$dq = du + dl. \quad (2.6)$$

Механическая работа l , связанная с расширением, либо сжатием системы – это работа изменения её объёма, и она равна:

$$l_{\Delta V} = \int_1^2 p dv. \quad (2.7)$$

С учётом определения энтальпии ($h = u + pv$) и преобразования Лежандра формула (2.6) приобретает вид:

$$dq = dh - v dp, \quad (2.8)$$

в которой слагаемое $-v dp$ – это располагаемая (или полезная) работа, т.е. та, которая может быть преобразована в техническую.

$$l_{\text{расп}} = - \int_1^2 v dp. \quad (2.9)$$

Первый закон термодинамики для потока массы одномерного стационарного потока:

$$Q = (H_2 - H_1) + m \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + mg(x_2 - x_1) + L_{\text{тех}}, \quad (2.10)$$

где $m \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right)$ – изменение кинетической энергии потока; $mg(x_2 - x_1)$ – изменение потенциальной энергии потока в гравитационном поле, g – ускорение свободного падения; $L_{\text{тех}}$ – техническая работа, совершаемая потоком (со знаком +) или работа технического устройства над потоком (со знаком –).

Для получения технической работы потоку всегда нужно часть работы затратить на перемещение элемента своей массы из одного сечения в другое

$$L = L_{\text{тех}} + (p_2 V_2 - p_1 V_1), \quad (2.11)$$

в которой последнее слагаемое называют работой проталкивания:

$$L_{\text{прот}} = (p_2 V_2 - p_1 V_1). \quad (2.12)$$

Работа проталкивания в дифференциальном виде для удельных величин:

$$dl_{\text{прот}} = d(pv) = p dv + v dp. \quad (2.13)$$

Первый закон термодинамики в дифференциальном виде для 1 кг массы одномерного стационарного потока:

$$dq = dh + w dw + g dx + dl_{\text{тех}}. \quad (2.14)$$

Первый закон термодинамики (2.14) позволяет получить ряд соотношений, необходимых для практических расчётов:

1) уравнение Бернулли для адиабатного потока несжимаемых сред ($dq = 0; v = \text{const}$), для любого сечения которого:

$$p + \rho \cdot \frac{w^2}{2} + \rho \cdot g \cdot x = \text{const.} \quad (2.15)$$

Здесь p – статическое давление; $\rho \frac{w^2}{2}$ – динамическое давление; комплекс $\left(p + \rho \cdot \frac{w^2}{2}\right)$ называют полным давлением; ρ – плотность вещества;

2) затраты работы на привод компрессоров и насосов (адиабатное сжатие) при пренебрежении малыми численными значениями изменения кинетической и потенциальной энергий ($wdw \rightarrow 0; gdx \rightarrow 0$):

$$l_{\text{тех}} = h_1 - h_2 < 0 \text{ (работа на сжатие потока),} \quad (2.16)$$

$$l_{\text{пр}} = |l_{\text{тех}}| = h_2 - h_1 \text{ (затраты работы на привод);} \quad (2.17)$$

3) работа, получаемая при адиабатном расширении потока (газовые и паровые турбины) при пренебрежении малыми численными значениями изменения кинетической и потенциальной энергий ($wdw \rightarrow 0; gdx \rightarrow 0$):

$$l_{\text{тех}} = l_T = h_1 - h_2 > 0 \text{ (работа при расширении потока);} \quad (2.18)$$

4) работа, получаемая в гидротурбинах за счёт потенциальной энергии водяного потока:

$$l_{\text{тех}} = l_{\Gamma} = - \int_1^2 g dx = g \cdot (x_1 - x_2); \quad (2.19)$$

5) количество теплоты, подводимой или отводимой от теплоносителей в проточных теплообменных аппаратах всех типов, в том числе котлоагрегатах, парогенераторах, воздухоподогревателях и др. аппаратах при пренебрежении малыми численными значениями изменения кинетической и потенциальной энергий, при отсутствии производимой или потребляемой технической работы ($wdw \rightarrow 0; gdx \rightarrow 0; dl_{\text{тех}} = 0$):

$$q_{1-2} = h_2 - h_1; \quad (2.20)$$

6) соотношение между скоростями одномерного стационарного адиабатного потока для двух любых сечений:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = \text{const.} \quad (2.21)$$

Задачи

2.1. Представить графическую интерпретацию работы изменения объема и располагаемой работы для любого произвольного процесса 1–2 на p, v -диаграмме.

Ответ: $l_{\Delta V} = \int_1^2 p dv$ равна площади под процессом в проекции на ось абсцисс; $l_{\text{расп}} = - \int_1^2 v dp$ равна площади в проекции на ось ординат.

2.2. Установить соотношение между видами работ в тепломеханической системе.

Решение.

В соответствии с формулой (2.13): $dl_{\text{прот}} = d(pv) = p dv + v dp$, откуда следует $dl_{\text{прот}} = dl_{\Delta V} - dl_{\text{расп}}$, т.е. $l_{\Delta V} = l_{\text{расп}} + l_{\text{прот}}$.

Ответ: $l_{\Delta V} = l_{\text{расп}} + l_{\text{прот}}$.

2.3. Саяно-Шушенская ГЭС мощностью 6400 МВт имеет 10 турбоагрегатов. При высоте плотины 242 м расчётный напор составляет 194 м. Определите расход воды через один турбоагрегат.

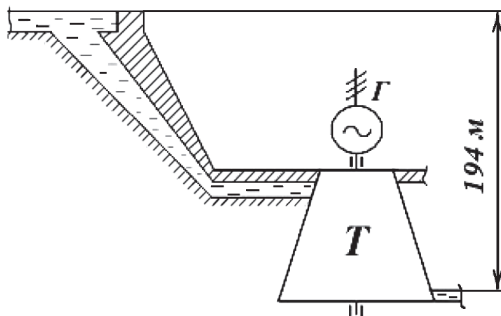


Рис. 2.1. К задаче 2.3

Решение.

В соответствии с формулой (2.20):

$$l_{\text{тех}} = l_{\Gamma} = - \int_1^2 g dx = g(x_1 - x_2).$$

По условию задачи расчётный напор $(x_1 - x_2) = 194$ м. Ускорение свободного падения $g = 9,807$ м/с². Расход воды через один турбоагрегат

$$D = \frac{N}{l_{\text{тех}}} = \frac{6400 \cdot 10^3}{10 \cdot 9,807 \cdot 194 \cdot 10^{-3}} = 336,389 \cdot 10^3 \text{ кг/с} = 336,389 \text{ т/с}.$$

Ответ: 336,389 т/с.

2.4. К газу в цилиндре с поршнем подводится теплота 15,4 кДж/кг при перемещении поршня из крайне левого в правое положение при постоянном давлении 5 ат (изб.). Масса газа 0,8 кг. Рабочий объём цилиндра 2,4 дм³. Определите работу изменения объёма и увеличение внутренней энергии газа за один ход поршня.

Решение.

Работа изменения объёма (2.7):

$$L_{\Delta V} = \int_1^2 p dV = p(V_2 - V_1) = p \cdot V_p = 5 \cdot 98,0665 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3} = 1,176 \text{ кДж.}$$

Увеличение внутренней энергии газа (2.5):

$$(U_2 - U_1) = Q - L_{\Delta V} = 15,4 \cdot 0,8 - 1,176 = 11,144 \text{ кДж.}$$

Ответ: $L_{\Delta V} = 1,176 \text{ кДж}$, $\Delta U = 11,144 \text{ кДж}$.

2.5. Двигатель Стирлинга работает на базе цикла из 2 изотерм и 2 изохор на азоте (см. рис. 2.2). Параметры: в т. 1: $v_1 = 0,7497 \text{ м}^3/\text{кг}$; $p_1 = 120 \text{ кПа}$, $t_1 = 30^\circ\text{C}$; в т. 2: $v_2 = v_1$; $p_2 = 240 \text{ кПа}$; в т. 3: $v_3 = 3 \cdot v_1$; в т. 4: $v_4 = v_3$; $T_4 = T_1$. Определить в каждой точке цикла параметры состояния, энтальпию и внутреннюю энергию. Рассчитать количество подведённой/отведённой теплоты, работу изменения объёма и располагаемую работу в каждом процессе. Азот считать идеальным газом. Использовать законы Бойля – Мариотта для расчёта изотермического процесса и Шарля – для расчёта изохорного процесса.

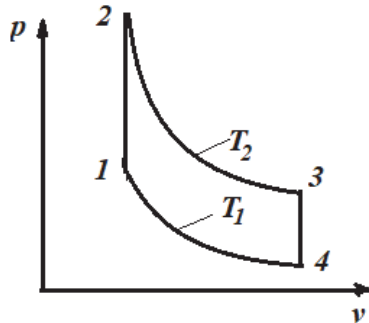


Рис. 2.2. К задачам 2.5 и 2.6

Решение.

Параметры состояния:

$$\text{т.2: } T_2 = T_1 \frac{p_2}{p_1} = (30 + 273,15) \frac{240}{120} = 606,3 \text{ К};$$

$$\text{т. 3: } T_3 = T_2; p_3 = p_2 \frac{v_2}{v_3} = 240 \cdot \frac{1}{3} = 80 \text{ кПа};$$

$$\text{т. 4: } T_4 = T_1; p_4 = p_1 \frac{v_1}{v_3} = 120 \cdot \frac{1}{3} = 40 \text{ кПа}.$$

Функции состояния определяются по справочнику [3]:

$$u_1 = u_4 = 224,50 \text{ кДж/кг}; h_1 = h_4 = 314,48 \text{ кДж/кг};$$

$$u_2 = u_3 = 453,57 \text{ кДж/кг}; h_2 = h_3 = 633,51 \text{ кДж/кг}.$$

Функции процесса – теплота и работа:

$$\mathbf{1-2} (v = \text{const}): q_{12} = u_2 - u_1 = 453,57 - 224,50 = 229,07 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\Delta V} = \int_1^2 p dv = 0; l_{\text{расп}} = - \int_1^2 v dp = v_1 (p_1 - p_2) = 0,7497 \times \\ \times (120 - 240) = -89,964 \text{ кДж/кг}.$$

$$\mathbf{2-3} (T = \text{const}): q_{23} = l_{\Delta V} = l_{\text{расп}} = p_2 \cdot v_2 \cdot \ln \frac{v_3}{v_2} = 240 \cdot 0,7497 \cdot \ln 3 = \\ = 197,67 \text{ кДж/кг}.$$

$$\mathbf{3-4} (v = \text{const}): q_{34} = u_4 - u_3 = 224,5 - 453,57 = -229,07 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\Delta V} = \int_4^3 p dv = 0; l_{\text{расп}} = - \int_4^3 v dp = v_3 \cdot (p_3 - p_4) = 3 \cdot 0,7497 \times \\ \times (40 - 240) = 449,82 \text{ кДж/кг}.$$

$$\mathbf{4-1} (T = \text{const}): q_{41} = l_{\Delta V} = l_{\text{расп}} = p_4 \cdot v_4 \cdot \ln \frac{v_1}{v_4} = \\ = 40 \cdot 3 \cdot 0,7497 \cdot \ln \frac{1}{3} = -98,83 \text{ кДж/кг}.$$

Примечание: знак + у теплоты означает, что она подводится в процессе к рабочему телу цикла. Знак – теплота отводится. Знак + у работы означает, что она производится в данном процессе. Знак – работа осуществляется над рабочим телом.

Ответ: $p_1 = 120 \text{ кПа}$, $T_1 = T_4 = 303,15 \text{ К}$, $u_1 = u_4 = 224,50 \text{ кДж/кг}$; $h_1 = h_4 = 314,48 \text{ кДж/кг}$; $p_2 = 240 \text{ кПа}$, $T_2 = T_3 = 606,3 \text{ К}$, $u_2 = u_3 = 453,57 \text{ кДж/кг}$; $h_2 = h_3 = 633,51 \text{ кДж/кг}$, $p_3 = 80 \text{ кПа}$, $p_4 = 40 \text{ кПа}$; $q_{12} = 229,07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $l_{\Delta V12} = 0$, $l_{\text{расп}12} = 89,964 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $q_{23} = l_{\Delta V23} = l_{\text{расп}23} = 197,67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $q_{34} = -229,07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $l_{\Delta V34} = 0$, $l_{\text{расп}34} = 449,82 \text{ кДж/кг}$, $q_{41} = l_{\Delta V41} = l_{\text{расп}41} = -98,83 \text{ кДж/кг}$.

2.6. Используя результаты решения задачи 2.5, определите работу цикла Стирлинга по формуле $l_t^H = q_{\text{подв.}} - |q_{\text{отв.}}|$ и его термический КПД по формуле $\eta_t = \frac{l_t^H}{q_{\text{подв.}}}$. Укажите площадь на p, v -диаграмме, соответствующую численному значению работы цикла.

Ответ: $l_t^H = 98,84$ кДж/кг; $\eta_t = 23,16$ %.

2.7. Вентилятор, установленный в дымовой трубе, создаёт разрежение 60 мм рт. ст. Расход отходящих газов 1400 м³/ч. Определите мощность его привода. В виду того, что разрежение, создаваемое вентилятором, мало, считать газ несжимаемым.

Ответ: $N_{\text{пр}} = 3,111$ кВт.

2.8. Насос, установленный после конденсатора паровой турбины, поднимает давление воды с 5 кПа до 1,6 МПа. Производительность насоса $D = 460$ т/час. Определите теоретическую мощность привода насоса, считая воду несжимаемой жидкостью с плотностью $\rho = 1000$ кг/м³.

Решение.

Работа располагаемая по (2.9):

$$l_{\text{расп}} = - \int_1^2 v dp = - \frac{1}{\rho} (p_2 - p_1) = - \frac{1}{1000} (1600 - 5) = -1,6 \text{ кДж/кг.}$$

$$\text{Мощность привода } N_{\text{пр}} = D \cdot |l_{\text{расп}}| = \frac{460 \cdot 10^3}{3600} \cdot 1,6 = 204,44 \text{ кВт.}$$

Ответ: $N_{\text{пр}} = 204,44$ кВт.

2.9. При сжатии 0,2 кмоль воздуха отводится 96 кДж теплоты, а его внутренняя энергия увеличивается на 48 кДж/кг. Молярная масса воздуха $\mu = 28,96$ кг/кмоль. Определите работу изменения объёма в кДж/кг.

Решение.

Уравнение (2.5) для удельных величин:

$$q = (u_2 - u_1) + l, \text{ откуда } l = \frac{q}{m} - (u_2 - u_1);$$

$$l = \frac{96}{0,2 \cdot 28,96} - 48 = -31,43 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: $l = -31,43$ кДж/кг.

2.10. Какое количество теплоты необходимо отвести от 0,3 кмоль азота, если при его сжатии затрачивается работа 56 кДж/кг, и чтобы при этом его температура не изменилась? Молярная масса азота $\mu = 28,016$ кг/кмоль. Азот считать идеальным газом.

Решение.

Уравнение (2.5) для удельных величин: $q = (u_2 - u_1) + l$. При обеспечении $t = \text{const}$ внутренняя энергия идеального газа зависит только от температуры и не зависит от изменения объёма: $(u_2 - u_1) = 0$, тогда $q = l$; $Q = m \cdot l = n \cdot \mu \cdot l = 0,3 \cdot 28,016 \cdot (-56) = -470,67$ кДж.

Ответ: $Q = -470,67$ кДж.

2.11. В канале с расходом воздуха 0,5 кг/с (рис. 2.3) установлена микротурбина винтового типа. Нагревательный участок (0-1) обеспечивает ввод необходимой тепловой мощности $Q_{10} = 117,28$ кВт. Тракт турбины (участок 1-2) теплоизолирован. Параметры воздуха на входе в нагревательный участок: $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $h_0 = 406,17$ кДж/кг. Перед турбиной (сечение 1-1): $p_1 = 6000$ кПа; $t_1 = 240^\circ\text{C}$; $w_1 = 120$ м/с. На выходе (сечение 2-2): $p_2 = 800$ кПа; $t_2 = 15,56^\circ\text{C}$; $h_2 = 413,24$ кДж/кг. $w_2 = 130$ м/с. Ось турбинного тракта (1-2) меняет высоту на $(x_1 - x_2) = 0,5$ м. (Определите мощность турбины, а также отношение к ней (в %) изменения кинетической и потенциальной энергий потока.)

Решение.

Для процесса нагрева при постоянном давлении (0-1):

$Q_{10} = m \cdot (h_1 - h_0)$, откуда определяем $h_1 = \frac{Q_{10}}{m} + h_0 = \frac{117,28}{0,5} + 406,17 = 640,73$ кДж/кг.

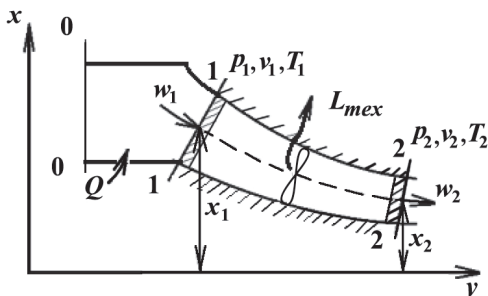


Рис. 2.3. К задаче 2.11

Для процесса адиабатного расширения в турбине (1-2):

$$Q_{12} = m \cdot (h_2 - h_1) + m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + m \cdot g \cdot (x_2 - x_1) + L_{\text{техн}} = 0.$$

$$\begin{aligned} \text{Откуда } L_{\text{техн}} &= m \cdot (h_1 - h_2) + m \cdot \left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \right) + m \cdot g \cdot (x_1 - x_2) = \\ &= 0,5 \cdot (640,73 - 413,24) + 0,5 \cdot \left(\frac{120^2}{2} - \frac{130^2}{2} \right) \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 9,807 \times \\ &\quad \times (-0,5) \cdot 10^{-3} = 112,42 \text{ кВт. } N_T = L_{\text{техн}} = 112,42 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Изменение кинетической энергии $m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) = 0,5 \cdot \left(\frac{130^2}{2} - \frac{120^2}{2}\right) \times 10^{-3} = 1,25$ кВт; изменение потенциальной энергии $m \cdot g \cdot (x_2 - x_1) = 0,5 \cdot 9,807 \cdot (-0,5) \cdot 10^{-3} = -0,0002$ кВт. В процентном отношении:

$$\frac{m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right)}{N_T} = \frac{1,25}{112,42} = 1,1\%; \quad \frac{m \cdot g \cdot (x_2 - x_1)}{N_T} = \frac{0,0002}{112,42} = 0\%.$$

Вывод: изменением кинетической и потенциальной энергии при расчёте технической работы в процессах расширения рабочего тела в турбинах можно пренебречь.

Ответ: $N_T = 112,42$ кВт, $E_{кин}/N_T = 1,1\%$, $E_{пот}/N_T = 0\%$.

2.12. Компрессор холодильной установки спирального типа на фреоне R600a (изобутан) с расходом $0,08$ кг/с (рис. 2.4) поднимает давление от $p_1 = 73$ кПа до $p_2 = 530$ кПа. Корпус компрессора охлаждается холодным потоком фреона, мощность охлаждения 2 кДж/с. Параметры на входе и выходе из компрессора: $v_0 = 0,484$ м³/кг; $t_0 = -18^\circ\text{C}$; $h_0 = 530,58$ кДж/кг; $v_2 = 0,0727$ м³/кг; $t_2 = 39,9^\circ\text{C}$; $h_2 = 604,91$ кДж/кг. Определите мощность электропривода компрессора. Определите влияние изменения кинетической и потенциальной энергии. Диаметр канала 150 мм, высота 400 мм. Скорости в канале рассчитать по уравнению неразрывности потока $w = \frac{m \cdot v}{f}$.

Решение.

Для процесса нагрева фреона в кольцевом канале при постоянном давлении ($p_{01} = p_1 = 73$ кПа), охлаждающего цилиндр компрессора (0-1): $Q_{1-0} = m \cdot (h_1 - h_0)$, откуда определяем

$$h_1 = \frac{Q_{1-0}}{m} + h_0 = \frac{2}{0,08} + 530,58 = 555,58 \text{ кДж/кг.}$$

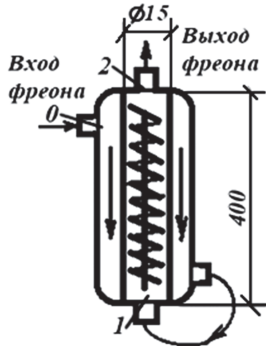


Рис. 2.4. К задаче 2.12

По p_1 и h_1 определяем по базе данных *RefProp* $v_1 = 0,5181 \text{ м}^3/\text{кг}$. Площадь поперечного сечения канала $f = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,015^2}{4} = 0,017671 \text{ м}^2$. Скорость на входе и выходе компрессионного участка (1-2):

$$w_1 = \frac{m \cdot v_1}{f} = \frac{0,08 \cdot 0,5181}{0,017671} = 2,35 \text{ м/с}; \quad w_2 = \frac{m \cdot v_2}{f} = \frac{0,08 \cdot 0,0727}{0,017671} = 0,33 \text{ м/с}.$$

Изменение кинетической энергии

$$m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) = 0,08 \cdot \left(\frac{0,34^2}{2} - \frac{2,35^2}{2} \right) \cdot 10^{-3} = -0,0002 \text{ кВт} = 0.$$

Изменение потенциальной энергии

$$m \cdot g \cdot (x_2 - x_1) = 0,08 \cdot 9,807 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,0003 \text{ кВт} = 0.$$

Вывод: изменением кинетической и потенциальной энергий при расчёте технической работы в процессах сжатия рабочего тела в компрессоре можно пренебречь.

При охлаждении потока на участке 1-2 теплота отводится от потока фреона (знак -).

$$L_{\text{тех}} = Q_{1-2} + m \cdot (h_1 - h_2) + m \cdot \left(\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \right) + m \cdot g \cdot (x_1 - x_2) = \\ = Q_{1-2} + m \cdot (h_1 - h_2) = -2 + 0,08(555,58 - 604,91) = -5,946 \text{ кВт}.$$

Мощность привода $N_{\text{пр}} = |L_{\text{тех}}| = 5,946 \text{ кВт}$.

Ответ: $N_{\text{пр}} = 5,946 \text{ кВт}$.

2.13. Компрессор холодильной установки спирального типа на фреоне R600a (изобутан) с расходом 0,08 кг/с (рис. 2.5) поднимает давление от p_1 до p_2 .

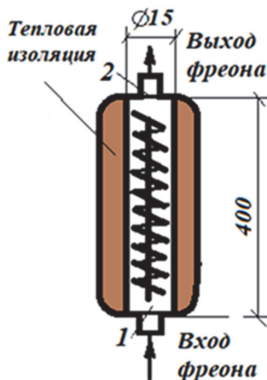


Рис. 2.5. К задаче 2.13

Параметры на входе и выходе из компрессора:
 $t_1 = -18\text{ }^\circ\text{C}$; $p_1 = 73\text{ кПа}$; $h_1 = 530,58\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $t_2 = 56,9\text{ }^\circ\text{C}$; $p_2 = 530\text{ кПа}$;
 $h_2 = 640,51\text{ кДж/кг}$. Определите мощность электропривода компрессора и затраты энергии на компенсацию трения в процессе сжатия, если расчётное значение энтальпии для обратимого адиабатного процесса $h_{2t} = 604,91\text{ кДж/кг}$.

Решение.

Мощность привода для реализации процесса сжатия с трением:

$$N_{\text{пр}} = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,08 \cdot (640,51 - 530,58) = 8,794\text{ кВт.}$$

Мощность привода для реализации процесса сжатия в обратимом адиабатном процессе (без трения):

$$N_{t_{\text{пр}}} = m \cdot (h_{2t} - h_1) = 0,08 \cdot (604,91 - 530,58) = 5,946\text{ кВт.}$$

Затраты энергии на компенсацию трения

$$\Delta N_{\text{пр}} = N_{\text{пр}} - N_{t_{\text{пр}}} = 8,794 - 5,946 = 2,848\text{ кВт.}$$

Ответ: $N_{\text{пр}} = 8,794\text{ кВт}$, $\Delta N_{\text{пр}} = 2,848\text{ кВт}$.

2.14. На вход вертикального суживающегося канала высотой 10 м с теплоизолированными стенками поступает горячий воздух с температурой $t_1 = 150\text{ }^\circ\text{C}$ со скоростью 30 м/с. Определить скорость воздуха на выходе, если его температура понизилась на $40\text{ }^\circ\text{C}$. Определите также процентное соотношение изменения кинетической и потенциальной энергий потока.

Решение.

По справочнику [3] при $t_1 = 150\text{ }^\circ\text{C}$ определяем $h_1 = 424,58\text{ кДж/кг}$; при $t_2 = 150 - 40 = 110\text{ }^\circ\text{C}$ и $h_2 = 384,02\text{ кДж/кг}$.

Для процесса адиабатного расширения потока в суживающем канале при отсутствии технической работы (2.10):

$$Q_{1-2} = m \cdot (h_2 - h_1) + m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} \right) + m \cdot g \cdot (x_2 - x_1) = 0.$$

Откуда следует $\frac{w_2^2}{2} = (h_1 - h_2) + g \cdot (x_1 - x_2) + \frac{w_1^2}{2}$ и

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + 2 \cdot g \cdot (x_1 - x_2) + w_1^2} = \\ = \sqrt{2000 \cdot (424,58 - 384,02) - 2 \cdot 9,807 \cdot 10 + 30^2} = 286,0\text{ м/с.}$$

Изменение кинетической энергии

$$\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) = \left(\frac{286^2}{2} - \frac{30^2}{2}\right) \cdot 10^{-3} = 40,45 \text{ кДж/кг.}$$

Изменение потенциальной энергии

$$g \cdot (x_2 - x_1) = 9,807 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,098 \frac{\text{кДж}}{\text{кг.}}$$

В процентном отношении:

$$E_{\text{кин}}/(E_{\text{кин}}+E_{\text{пот}}) = \frac{\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right)}{\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g \cdot (x_2 - x_1)} = \frac{3,248}{3,248 + 0,098} = 99,76 \text{ \%}.$$

$$E_{\text{пот}}/(E_{\text{кин}}+E_{\text{пот}}) = \frac{g \cdot (x_2 - x_1)}{\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + g \cdot (x_2 - x_1)} = \frac{0,098}{3,248 + 0,098} = 0,24 \text{ \%}.$$

Ответ: $w_2 = 286,0$ м/с, $E_{\text{кин}}/(E_{\text{кин}}+E_{\text{пот}}) = 99,76\%$, $E_{\text{пот}}/(E_{\text{кин}}+E_{\text{пот}}) = 0,24 \%$.

2.15. На вход горизонтального расширяющегося канала с подводом теплоты от нагревателя мощностью $Q_{1-2} = 30$ кВт поступает воздух с температурой $t_1 = 5^\circ\text{C}$ и скоростью 90 м/с. Расход воздуха 2,5 кг/с. Определите скорость воздуха на выходе, если его температура повысилась до 20°C .

Решение.

По справочнику [3] при $t_1 = 5^\circ\text{C}$ находим $h_1 = 278,34$ кДж/кг; при $t_2 = 20^\circ\text{C}$ и $h_2 = 293,39$ кДж/кг.

Для процесса течения потока с подводом теплоты в горизонтальном канале (потенциальная энергия не меняется) при отсутствии технической работы (2.10):

$$Q_{1-2} = m \cdot (h_2 - h_1) + m \cdot \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right).$$

Откуда следует $\frac{w_2^2}{2} = (h_1 - h_2) + \frac{Q_{1-2}}{m}$ и

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + w_1^2 + 2 \frac{Q_{1-2}}{m}} = \sqrt{2000 \cdot (278,34 - 293,39) + 90^2 + 2 \frac{30}{2,5} \cdot 10^3} = 45 \text{ м/с.}$$

Ответ: $w_2 = 45$ м/с.

2.16. Определить давление воды, подаваемой в водяной трубопровод высотой 56 м, если проектное давление на верхней отметке должно быть 4 кгс/см². Барометрическое давление 740 мм рт. ст. Расход воды 3,6 кг/с. Удельный объём воды 0,001 м³/кг. Давление воды перед насосом $p_0 = 3$ кгс/см².

Определить также необходимую мощность привода насоса.

Решение.

Согласно уравнению Бернулли (2.15) (первый закон термодинамики для потока для несжимаемых сред):

$$p + \rho \frac{w^2}{2} + \rho \cdot g \cdot x = \text{const.}$$

Ввиду того, что сечение трубопровода постоянно, скорость на входе и выходе можно считать одинаковой и тогда $\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) = 0$.

Избыточное давление, подаваемой воды

$$p_{\text{изб}} = p_2 + \rho \cdot g \cdot \Delta x = 4 \cdot 98,07 + 10^3 \cdot 9,807 \cdot 56 \cdot 10^{-3} = 651,26 \text{ кПа} \approx 6,51 \text{ бар.}$$

Абсолютное давление, подаваемой воды

$$p_1 = p_{\text{изб}} + B = 651,26 + 740 \cdot 133,32 \cdot 10^{-3} = 749,92 \text{ кПа} \approx 7,5 \text{ бар.}$$

Располагаемая работа (2.9)

$$l_{\text{расп}} = -v \cdot (p_1 - p_0) = -0,001 \cdot (749,92 - 3 \cdot 98,07) \approx -4,56 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность привода насоса

$$N_{\text{пр}} = D \cdot |l_{\text{расп}}| = 3,6 \cdot 4,56 = 16,42 \text{ кВт.}$$

Ответ: $p_1 = 7,5 \text{ бар}$, $N_{\text{пр}} = 16,42 \text{ кВт}$.

2.17. Трубопровод горячей воды от ТЭЦ до центрального теплового пункта (ЦТП) имеет протяжённость 4 км и средний подъем 15° . Из-за тепловых потерь по длине трассы температура снижается на 3°C . Теплоёмкость воды принять равной $c_p = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Удельный объём воды $0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Давление воды перед насосом $p_0 = 6 \text{ кгс/см}^2$. Расход воды 40 т/ч . Определить величину тепловых потерь. Определить также необходимую мощность привода насоса и создаваемый им напор. Схема теплотрассы дана на рис. 2.6.

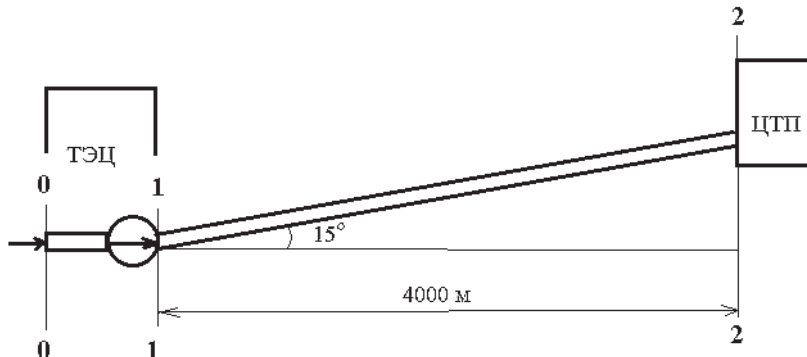


Рис. 2.6. К задаче 2.17

Решение.

Согласно первому закону термодинамики для потока при отсутствии изменения скорости потока на участке 0–2 согласно (2.10):

$$Q_{\text{пот}} = m \cdot (h_2 - h_0) + m \cdot g \cdot (x_2 - x_0) + L_{\text{техн.}}$$

где $m = \frac{40 \cdot 10^3}{3600} = 11,111$ кг/с (расход воды).

В процессе повышение давления насосом (0–1) практически несжимаемой среды (воды) температура увеличивается на десятые доли градуса и можно считать, что $t_1 = t_0$.

Тогда на участке теплотрассы 1-2, где работа техническая отсутствует,

$$Q_{\text{пот}} = m \cdot (h_2 - h_1) + m \cdot g \cdot \Delta x = m \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1) + m \cdot g \cdot \Delta x = \\ = \frac{40 \cdot 10^3}{3600} \cdot 4,19 \cdot (-3) + 11,111 \cdot 9,807 \cdot 4000 \cdot \sin 15^\circ \cdot 10^{-3} = -26,86 \text{ кВт},$$

И тогда, техническая работа

$$L_{\text{техн}} = -m \cdot g \cdot (x_2 - x_0) = -m \cdot g \cdot \Delta x = \\ = -11,111 \cdot 9,807 \cdot 4000 \cdot \sin 15^\circ \cdot 10^{-3} = -112,809 \text{ кВт}.$$

Мощность привода насоса $N_{\text{пр}} = |L_{\text{техн}}| = 112,809$ кВт.

Работа располагаемая согласно (2.9)

$$L_{\text{техн}} = L_{\text{расп}} = - \int_0^1 m \cdot v \cdot dp = -v \cdot m \cdot (p_1 - p_0),$$

откуда давление подачи (после насоса)

$$p_1 = p_0 + \frac{|L_{\text{техн}}|}{v \cdot m} = 6 \cdot 98,07 + \frac{112,809}{10^{-3} \cdot 11,111} = 10\,741,37 \text{ кПа}.$$

Создаваемый насосом напор:

$$\Delta p = p_1 - p_0 = 10,74 - 0,6 \cdot 0,9807 = 10,15 \text{ МПа}.$$

Ответ: $Q_{\text{пот}} = -26,86$ кВт, $N_{\text{пр}} = 112,81$ кВт, $\Delta p = 10,15$ МПа.

2.18. Определить тепловую мощность центрального теплового пункта (ЦТП) (в Гкал/час) в режиме подачи воды с расходом 40 т/ч по температурному графику 80/45°C. Теплоёмкость воды принять равной $c_p = 4,19$ кДж/(кг·К).

Ответ: 1 629,43 кВт \approx 1400 Гкал/час.

3. СВОЙСТВА И УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Основные формулы

Уравнение Клапейрона–Менделеева (термическое уравнение состояния идеального газа):

$$\text{для 1 кг идеального газа } p \cdot v = R \cdot T, \quad (3.1)$$

$$\text{для } m \text{ кг идеального газа } p \cdot V = m \cdot R \cdot T, \quad (3.2)$$

$$\text{для 1 кмоль идеального газа } p \cdot \tilde{v} = \tilde{R} \cdot T, \quad (3.3)$$

$$\text{для } n \text{ кмоль идеального газа } p \cdot V = n \cdot \tilde{R} \cdot T, \quad (3.4)$$

где $\tilde{R} = 8,3145$ кДж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная; $R = \tilde{R}/\mu$ – удельная газовая постоянная, кДж/(кг·К); μ – молекулярная масса, \tilde{v} – мольный объем.

При нормальных условиях ($p_0 = 0,101325$ МПа и $t_0 = 0^\circ\text{C}$) объем киломоля идеального газа ($\text{м}^3/\text{кмоль}$) равен

$$\tilde{v}_n = 22,414. \quad (3.5)$$

Объем V_n нормальных кубических метров (м_n^3) содержит m кг идеального газа

$$m = V_n \cdot \mu / 22,414. \quad (3.6)$$

Теплоемкость вещества в каком-либо термодинамическом процессе определяется соотношением

$$c_x = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_x, \quad (3.7)$$

где x – символ процесса. В зависимости от количества вещества, к которому относится теплоемкость, различаются: c_x – удельная теплоемкость (кДж/(кг·К)), \tilde{c}_x – мольная теплоемкость (кДж/(кмоль·К)) и c'_x – объёмная теплоемкость (кДж/(м_n^3 ·К)). Соотношение между ними

$$c'_x = \frac{c_x}{v_n} = \frac{\tilde{c}_x}{\tilde{v}_n} = \frac{\mu \cdot c_x}{\tilde{v}_n}. \quad (3.8)$$

В зависимости от вида процесса, в котором происходит подвод (отвод) теплоты, различают:

– теплоемкость при постоянном объеме (изохорная теплоемкость):

$$c_v = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v, \quad (3.9)$$

– теплоемкость при постоянном давлении (изобарная теплоемкость):

$$c_p = \left(\frac{\partial q}{\partial T}\right)_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p. \quad (3.10)$$

Теплоемкость в любом процессе связана с изохорной теплоемкостью соотношением:

$$c_x = c_v + \left[p + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T\right] \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_x, \quad (3.11)$$

а связь между изобарной и изохорной теплоемкостями определяется *уравнением Майера*:

$$c_p - c_v = R, \quad (3.12)$$

$$\tilde{c}_p - \tilde{c}_v = \tilde{R}. \quad (3.13)$$

Показатель адиабаты k (изоэнтропы) идеального газа имеет вид

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\tilde{c}_p}{\tilde{c}_v}. \quad (3.14)$$

Численные значения теплоемкости идеальных газов могут быть приближенно рассчитаны по молекулярно-кинетической теории, а точные ее значения определяют на основании данных спектроскопического исследования с учетом всех особенностей строения данной молекулы.

Молярная теплоемкость газов по молекулярно-кинетической теории

$$\tilde{c}_v = \mu \cdot c_v = \frac{j \cdot \tilde{R}}{2}, \quad (3.15)$$

где j – общее число степеней свободы поступательного и вращательного движений молекулы.

Молекулярная теплоемкость идеальных газов с учетом внутримолекулярных колебаний

$$\tilde{c}_{v, \text{кол}} = \frac{j \cdot \tilde{R}}{2} + \sum_i \tilde{R} \frac{e^{\frac{\theta}{T}} \cdot \left(\frac{\theta}{T}\right)^2}{\left(e^{\frac{\theta}{T}} - 1\right)^2}, \quad (3.16)$$

где $\theta = hv/k = \omega hc/k$ – характеристическая температура; h – постоянная Планка ($6,6260755 \cdot 10^{-34}$ Дж·с); ν – частота колебаний; k – постоянная Больцмана ($1,380658 \cdot 10^{-23}$ Дж·К); i – число колебательных степеней свободы; c – скорость света в вакууме (29979258 м/с); ω – волновое число.

Составляющая теплоемкости, связанная с колебательным движением атомов, определяет температурную зависимость теплоемкости.

Внутренняя энергия и энтальпия идеального газа зависят только от температуры.

Таблица 3.1

Теплоемкость идеального газа по молекулярно-кинетической теории

Газ	Число степеней свободы		\tilde{c}_v	\tilde{c}_p	$k = \frac{c_p}{c_v}$
	поступательные	вращательные			
Одноатомные молекулы	3	–	$\frac{3}{2}\tilde{R}$	$\frac{5}{2}\tilde{R}$	1,67
Двухатомные молекулы	3	2	$\frac{5}{2}\tilde{R}$	$\frac{7}{2}\tilde{R}$	1,40
Трехатомные с линейной молекулой	3	2	$\frac{5}{2}\tilde{R}$	$\frac{7}{2}\tilde{R}$	1,40
Трехатомные с нелинейной молекулой и многоатомные	3	3	$\frac{6}{2}\tilde{R}$	$\frac{8}{2}\tilde{R}$	1,33

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT. \tag{3.17}$$

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT. \tag{3.18}$$

Сведения о теплоемкости и других калорических свойствах разреженных газов приведены в [2,3,5]. Для десяти наиболее часто применяемых в теплотехнике газов свойства в идеально-газовом состоянии определяются с помощью калькулятора для свойств газов, входящего в пакет программ WaterSteamPro [4].

Задачи

3.1. Рассчитайте массу воздуха, находящегося в аудитории площадью $S = 36 \text{ м}^2$ и высотой 3,6 м, при температуре $t = 22^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении $B = 750 \text{ мм рт. ст.}$

Решение.

Расчет проведем, выразив из уравнения (3.2) массу $m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T}$. Для этого переведем из мм рт. ст. в Па

$$p = \rho_{Hg} \cdot g \cdot B = 13,595 \cdot 9,80655 \cdot 0,750 = 99,99 \text{ кПа},$$

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu} = \frac{8,31451}{28,97} = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Тогда $m = \frac{99,99 \cdot (36 \cdot 3,6)}{0,287 \cdot 295,15} = 152,98 \text{ кг}.$

Ответ: $m = 153 \text{ кг}.$

3.2. Определите плотность и массу аргона, содержащегося в баллоне объёмом 40 л при давлении $p = 6 \text{ МПа}$ и температуре 18°C . Масса киломоля аргона $\mu_{\text{Ar}} = 39,94 \text{ кг/кмоль}.$

Ответ: $\rho = 98,9 \text{ кг/м}^3, m = 3,959 \text{ кг}.$

3.3. Расход природного газа ($\mu_r = 16 \text{ кг/кмоль}$) по трубопроводу составляет $V_n = 60 \text{ м}_n^3/\text{с}$. Сколько времени потребуется для заполнения газом газгольдера объёмом $V_r = 5000 \text{ м}^3$, находящегося при температуре $t = 25^\circ\text{C}$, до давления $p = 2,5 \text{ МПа}$?

Решение.

Используя формулу (3.2), определим массу газа, которая должна быть в газгольдере

$$m_r = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 10^3}{\frac{8,31451}{16} \cdot 298,15} = 80679 \text{ кг}.$$

Для нахождения массового расхода газа в трубопроводе применим соотношение (3.6):

$$m = V_n \cdot \mu_r / 22,414 = 60 \cdot 16 / 22,414 = 42,83 \text{ кг/с}.$$

Время заполнения газом $\tau = \frac{m_r}{m} = \frac{80679}{42,83} = 1884 \text{ с} = 31 \text{ мин } 24 \text{ с}.$

Ответ: время заполнения 31 мин 24 с.

3.4. Определите плотность оксида углерода CO при давлении 2,2 МПа и температуре 350°C .

Ответ: $\rho = 11,89 \text{ кг/м}^3.$

3.5. Во сколько раз плотность кислорода O₂ при температуре 75°C и давлении 150 кПа больше плотности метана CH₄ при тех же параметрах?

Ответ: в 2 раза.

3.6. Найдите значение коэффициента изотермического сжатия β_T для азота при температуре 120°C и давлении 2 МПа .

Решение.

По определению (1.10) $\beta_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$. Представим уравнение состояния идеального газа (3.1) в виде $v = \frac{R \cdot T}{p}$ и получим

$$\beta_T = -\frac{p}{R \cdot T} \left(\frac{R \cdot T}{-p^2} \right)_T = \frac{1}{p}.$$

Тогда в данном случае $\beta_T = 1/2 = 0,5\text{ МПа}^{-1}$.

Ответ: $\beta_T = 0,5\text{ 1/МПа}$.

3.7. Определите значение изохорного коэффициента давления γ азота при температуре 200°C .

Решение.

По определению (1.11) $\gamma = \frac{1}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v$. Представим уравнение состояния идеального газа (3.1) в виде $p = \frac{R \cdot T}{v}$ и получим

$$\gamma = \frac{v}{R \cdot T} \left(\frac{R}{v} \right) = \frac{1}{T}.$$

Искомое значение γ равно $\gamma = \frac{1}{200+273,15} = 2,113 \cdot 10^{-3}\text{ К}^{-1}$.

Заметим, что значения γ , как и β_T (см. задачу 3.6), не зависят от природы идеального газа.

Ответ: $\gamma = 2,113 \cdot 10^{-3}\text{ К}^{-1}$.

3.8. Как соотносятся между собой изобарный коэффициент расширения и изохорный коэффициент давления идеального газа?

Решение.

Изобарный коэффициент расширения (1.9) $\alpha = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ при применении уравнения состояния идеального газа (3.1) принимает вид $\alpha = \frac{p}{R \cdot T} \left(\frac{R}{p} \right) = \frac{1}{T}$. При решении задачи 3.7 такой же вид получен и для изохорного коэффициента давления. Следовательно, $\alpha = \gamma$ и относительные изменения объема на изобаре или давления на изохоре идеального газа при одной температуре одинаковы.

Ответ: $\alpha = \gamma$.

3.9. Какой газ находится в сосуде, если при давлении $p = 4,0$ МПа его плотность составляет $\rho = 2,886$ кг/м³, а изобарный коэффициент расширения равен $\alpha = 0,003$ 1/К.

Ответ: водород.

3.10. В закрытом сосуде находится кислород при температуре 120°C и давлении $p = 2,0$ МПа. Насколько изменится это давление при нагреве газа на 4°C?

Ответ: на 20 кПа.

3.11. Тепловая электростанция мощностью 200 МВт расходует 0,235 кг природного газа ($\mu_{\text{г}} = 16$ кг/кмоль) на выработку одного кВт·ч электроэнергии. Определите часовой расход газа в м_н³ при нормальных физических условиях.

Ответ: $V_{\text{н}} = 65,84 \cdot 10^3$ м_н³/ч.

3.12. Каким должен быть диаметр трубопровода, по которому со скоростью $w = 20$ м/с подается природный газ ($\mu_{\text{г}} = 16$ кг/кмоль) с расходом, рассчитанным в предыдущей задаче, к топке котла энергоустановки. Давление газа $p = 0,8$ МПа, температура $t = 15^\circ\text{C}$.

Ответ: $d = 395$ мм.

3.13. Пользуясь справочным калькулятором свойств газов [4] (или таблицами [2,3,5]), определите изобарную объемную теплоемкость газа SO₂ ($\mu_{\text{SO}_2} = 64$ кг/кмоль) при температуре 1000°C и сравните ее с величиной, получаемой с помощью молекулярно-кинетической теории газов.

Решение.

Применив, Калькулятор [4], получим $c_p = 0,8729$ кДж/(кг·К). Используя соотношение (3.8), рассчитаем объемную теплоёмкость

$$c'_p = \frac{\mu \cdot c_p}{\tilde{v}_{\text{н}}} = \frac{64 \cdot 0,8729}{22,414} = 2,492 \text{ кДж}/(\text{м}_n^3 \cdot \text{К}).$$

С помощью молекулярно-кинетической теории газов вычисляем:

$$c'_{p,\text{МК}} = \left(\frac{j \cdot \bar{R}}{2} + \bar{R} \right) / \tilde{v}_{\text{н}} = \left(\frac{6 \cdot 8,3145}{2} + 8,3145 \right) / 22,414 = 1,484 \text{ кДж}/(\text{м}_n^3 \cdot \text{К}).$$

Расхождение составляет $\delta c'_p = \left(\frac{c'_{p,\text{МК}} - c'_p}{c'_p} \right) \cdot 100 = \left(\frac{2,492 - 1,484}{2,492} \right) \cdot 100 = 40,4\%$, что свидетельствует о приближенном характере молекулярно-кинетической теории газов.

Ответ: $c'_p = 2,492$ кДж/(м³·К); $c'_{p,\text{МК}} = 1,484$ кДж/(м³·К).

3.14. Рассчитайте теплоемкость c_p диоксида углерода при $t = 800^\circ\text{C}$, учитывая энергию колебаний атомов в молекуле и считая колебания гармоническими. По данным спектроскопического анализа молекула двуокиси углерода имеет четыре степени свободы колебательного движения с волновыми числами $\omega_1 = 1355 \text{ см}^{-1}$, $\omega_2 = 673 \text{ см}^{-1}$ (две частоты) и $\omega_3 = 2396 \text{ см}^{-1}$. Сравните данные с табличными. Определите какова ошибка (в %), если считать теплоемкость по молекулярно-кинетической теории теплоемкости.

Указание. Каждой степени свободы колебательного движения соответствует свое волновое число ω и своя характеристическая температура θ . Если молекула симметрична, то две или более частоты могут совпадать. Соответствующие им колебания называются вырожденными. В формулу для теплоемкости они входят с соответствующим множителем. Молекула диоксида углерода линейна, поэтому имеет четыре степени свободы колебательного движения и, следовательно, четыре характеристических температуры. Две частоты совпадают, иначе говоря, частота с волновым числом ω_2 дважды вырождена.

Решение.

Расчет теплоемкости производим по формуле (3.16), для чего определим её составляющие. Определим характеристические температуры, соответствующие каждой степени свободы колебательного движения.

$$\theta_1 = \frac{\omega_1 \cdot h \cdot c}{k} = \frac{1355 \cdot 6,626 \cdot 10^{-34} \cdot 2,988 \cdot 10^{10}}{1,381 \cdot 10^{-23}} = 1943 \text{ К},$$

$$\theta_{2,3} = \frac{\omega_{2,3} \cdot h \cdot c}{k} = \frac{673 \cdot 6,626 \cdot 10^{-34} \cdot 2,988 \cdot 10^{10}}{1,381 \cdot 10^{-23}} = 965 \text{ К},$$

$$\theta_4 = \frac{\omega_4 \cdot h \cdot c}{k} = \frac{2396 \cdot 6,626 \cdot 10^{-34} \cdot 2,988 \cdot 10^{10}}{1,381 \cdot 10^{-23}} = 3435 \text{ К}.$$

Рассчитаем аргументы функций Эйнштейна для каждой степени свободы

$$(\theta/T)_1 = 1943/1073,15 = 1,811;$$

$$(\theta/T)_{2,3} = 965/1073,15 = 0,8992;$$

$$(\theta/T)_4 = 3435/1073,15 = 3,201.$$

По этим аргументам, найдем

$$f(\theta/T)_1 = \tilde{c}_{k1} = 6,372 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$f(\theta/T)_{2,3} = \tilde{c}_{k2,3} = 7,716 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)},$$

$$f(\theta/T)_4 = \tilde{c}_{k4} = 3,770 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Теперь применим формулу (3.15) и удельную теплоемкость вычислим как

$$c_p = \left(\frac{j \cdot \tilde{R}}{2} + \tilde{c}_{k1} + \tilde{c}_{k2,3} + \tilde{c}_{k4} \right) / \mu + \frac{\tilde{R}}{\mu} = \left(\frac{5 \cdot 8,3145}{2} + 6,372 + 2 \cdot 7,716 + 3,770 \right) / 44 + \frac{8,3145}{44} = 1,243 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Справочное значение c_p найдем с помощью калькулятора свойств газов [4] или таблицы [2,3,5] $c_{p,\text{табл}} = 1,253 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Расхождение рассчитанной и справочной величин составит $\delta c_p = \frac{c_{p,\text{табл}} - c_p}{c_{p,\text{табл}}} \cdot 100 = \frac{1,253 - 1,243}{1,253} \cdot 100 = 0,8\%$. При расчете по молекулярно-кинетической теории получим:

$$c_{p,\text{мк}} = \left(\frac{j \cdot \tilde{R}}{2} + \tilde{R} \right) / \mu = \left(\frac{5 \cdot 8,3145}{2} + 8,3145 \right) / 44 = 0,66 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

В этом случае расхождение составит

$$\delta c_p = [(1,253 - 0,66) / 1,253] \cdot 100 = 47 \%$$

Ответ: $c_p = 1,243 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

3.15. Получите формулу для вычисления теплоемкости идеального газа в политропном процессе, подчиняющемся уравнению $p v^n = \text{const}$ при $n = \text{const}$.

Решение.

Для решения используем формулу (3.11) с учетом того, что для идеального газа $\left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_T = 0$:

$$c_n = c_v + p \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_n. \quad (\text{a})$$

Для нахождения производной продифференцируем уравнение состояния идеального газа (3.1)

$$(\partial p / \partial T)_n \cdot v + p \cdot (\partial v / \partial T)_n = R \quad (\text{б})$$

и уравнение процесса $p \cdot v^n = \text{const}$

$$n \cdot p \cdot v^{n-1} \cdot (\partial v / \partial T)_n + v^n \cdot (\partial p / \partial T)_n = 0.$$

Отсюда $(\partial p / \partial T)_n = -\frac{n \cdot p}{v} \cdot (\partial v / \partial T)_n$ и включение этого выражения в (б) дает

$$(\partial v / \partial T)_n = \frac{R}{p \cdot (n-1)}.$$

Подставив эту производную в (а), получим

$$c_n = c_v - \frac{R}{n-1} = c_v - \frac{c_p - c_v}{n-1} = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}.$$

Ответ: $c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$.

3.16. Найдите значение теплоемкости воздуха в политропном процессе $p \cdot v^n = \text{const}$ с $n = 1,2$ при температуре 300°C .

Решение.

Для воздуха при заданной температуре с помощью калькулятора свойств газов [4] или таблиц [2,3,5] найдем $c_v = 0,758$ кДж/(кг·К), $k = 1,379$ и вычислим

$$c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} = 0,758 \cdot \frac{1,2-1,379}{1,2-1} = -0,678 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Этот результат свидетельствует о том, что теплоемкость может принимать и отрицательные значения, т.е. в некоторых процессах при подводе теплоты температура газа может уменьшиться.

Ответ: $c_n = -0,678$ кДж/(кг·К).

3.17. В сосуде объемом $0,3 \text{ м}^3$ находится азот при давлении $0,5 \text{ МПа}$ и температуре $t = 390^\circ\text{C}$. В результате некоторого процесса энтальпия газа уменьшается на $\Delta H = 200$ кДж. Определите температуру и внутреннюю энергию газа в конце процесса.

Решение.

Найдем удельную энтальпию азота в конце процесса:

$$h_2 = h_1 + \Delta H / m = 695,3 - 200 / 0,7617 = 432,7 \text{ кДж/кг},$$

где $m = p \cdot V / R \cdot T = (0,5 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 28) / (8,3145 \cdot 663,15) = 0,7617$ кг, а значение $h_1 = 695,3$ кДж/кг определено по начальной температуре $t = 390^\circ\text{C}$ с помощью калькулятора свойств газов [4] или таблиц [2,3,5]. По величине h_2 , обратившись снова к калькулятору свойств газов или таблицам, найдем $t_2 = 143,3^\circ\text{C}$ и $u = 309,1$ кДж/кг и внутренняя энергия газа составит:

$$U = m \cdot u = 0,7617 \cdot 309,1 = 235,4 \text{ кДж}.$$

Ответ: $t = 143,3^\circ\text{C}$, $u = 235,4$ кДж.

3.18. Определите изменение внутренней энергии $0,4$ кг азота, если в результате некоторого процесса температура его возрастает от 150 до 500°C . Определите относительную ошибку, получаемую в случае, если расчет проводить по молекулярно-кинетической теории.

Ответ: $\Delta u = 109,16$ кДж, $\delta = 4,75\%$.

3.19. Какая из показанных на рисунке линий соответствует зависимости показателя адиабаты k от температуры для двухатомного газа?

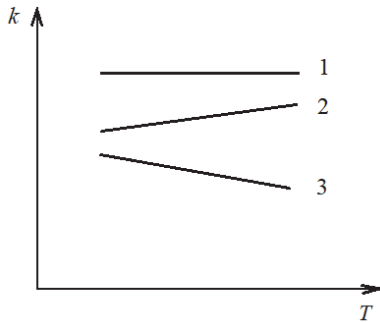


Рис. 3.1. К задаче 3.19

Ответ: линия 3.

3.20. Определите значение удельной энтальпии воздуха при температуре $700\text{ }^\circ\text{C}$, отсчитанное от $0\text{ }^\circ\text{C}$.

Решение.

Значения энтальпии и внутренней энергии газов, выдаваемые калькулятором свойств газов, отсчитываются от 0 K . Поэтому требуемое значение энтальпии определяется как

$$h = h(700) - h(0) = 1015,9 - 273,5 = 742,4 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: $h = 742,4 \text{ кДж/кг}$.

3.21. Диоксид углерода CO_2 , находящийся в закрытом баллоне емкостью $V = 40 \text{ л}$ при давлении $p = 0,6 \text{ МПа}$, нагревается от температуры 10°C до 40°C . Определите изменение энтальпии газа.

Ответ: $\Delta H = 11,36 \text{ кДж}$.

4. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Основные формулы

1. Способы задания состава смеси:

– массовая доля i -го компонента:

$$\omega_i = \frac{m_i}{m_{\text{см}}} = \frac{m_i}{\sum m_i}, \quad (4.1)$$

где m_i и $m_{\text{см}}$ — массы соответственно компонента и смеси;

– мольная доля i -го компонента:

$$x_i = \frac{n_i}{n_{\text{см}}} = \frac{n_i}{\sum n_i}, \quad (4.2)$$

где n_i и $n_{\text{см}}$ — количество киломолей компонента и смеси;

– объемная доля i -го компонента:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}} = \frac{V_i}{\sum V_i}, \quad (4.3)$$

где V_i — объем компонента до смешения; $V_{\text{см}}$ — объем смеси.

2. Взаимный перерасчет долей:

$$\omega_i = \frac{m_i}{m_{\text{см}}} = \frac{n_i \mu_i}{\sum n_i \mu_i} \cdot \frac{\frac{1}{n_{\text{см}}}}{\frac{1}{n_{\text{см}}}} = \frac{x_i \mu_i}{\sum x_i \mu_i}, \quad (4.4)$$

$$x_i = \frac{n_i}{n_{\text{см}}} = \frac{m_i / \mu_i}{\sum m_i / \mu_i} \cdot \frac{\frac{1}{m_{\text{см}}}}{\frac{1}{m_{\text{см}}}} = \frac{\omega_i / \mu_i}{\sum \omega_i / \mu_i}. \quad (4.5)$$

3. Молярная масса смеси:

$$\mu_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}}}{n_{\text{см}}} = \frac{\sum \mu_i n_i}{n_{\text{см}}} = \sum \mu_i x_i, \quad (4.6)$$

$$\mu_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}}}{n_{\text{см}}} = \frac{m_{\text{см}}}{\sum m_i / \mu_i} = \frac{1}{\sum \omega_i / \mu_i}. \quad (4.7)$$

4. Парциальное давление компонента смеси p_i — это давление, которое имел бы i -й компонент смеси, если бы при температуре смеси он один занимал весь объем смеси:

$$p_i = x_i \cdot p_{\text{см}} = m_i R_i T_{\text{см}} / V_{\text{см}}. \quad (4.8)$$

5. Закон Дальтона — сумма парциальных давлений смеси равно давлению смеси:

$$p_{\text{см}} = \sum p_i. \quad (4.9)$$

6. Парциальный объем компонента смеси – это тот объем, который имел бы компонент смеси, если бы его давление равнялось давлению смеси:

$$V_i = m_i R_i T_{\text{см}} / p_{\text{см}} . \quad (4.10)$$

7. Закон Амага – сумма парциальных объемов всех компонентов смеси равна объему смеси:

$$V_{\text{см}} = \sum V_i . \quad (4.11)$$

8. Удельная газовая постоянная смеси:

$$R_{\text{см}} = \frac{\tilde{R}}{\mu_{\text{см}}} = \sum x_i \cdot R_i = \frac{1}{\sum \omega_i / R_i} . \quad (4.12)$$

9. Расчет удельных термодинамических свойств смеси:

$$z = \sum_{i=1}^k (\omega_i \cdot z_i), \quad (4.13)$$

где z – это h , u , v , c_p , c_v – удельные (на 1 кг вещества) величины.

10. Расчет мольных термодинамических свойств смеси:

$$\tilde{z} = \sum_{i=1}^k (x_i \cdot \tilde{z}_i), \quad (4.14)$$

где \tilde{z} – это \tilde{h} , \tilde{u} , \tilde{v} , \tilde{c}_p , \tilde{c}_v – мольные (на 1 кмоль вещества) величины.

Задачи

4.1. Смесь состоит из 0,25 кг азота и 0,35 кг оксида углерода. Определить энтальпию киломоля этой смеси при 200°C.

Решение.

В соответствии с (4.14) мольная энтальпия смеси рассчитывается по формуле $\tilde{h}_{\text{см}} = x_1 \cdot \tilde{h}_1 + x_2 \cdot \tilde{h}_2$, а удельная и мольная энтальпия связаны соотношением $\tilde{h} = h \cdot \mu$. Мольную долю определим по (4.2):

$$x_1 = \frac{n_1}{n_1 + n_2} = \frac{m_1 / \mu_1}{m_1 / \mu_1 + m_2 / \mu_2} = \frac{0,25 / 28,016}{0,25 / 28,016 + 0,35 / 28,01} = 0,416,$$

$$\text{а } x_2 = 1 - x_1 = 0,584.$$

Используя таблицы [3], найдем удельные значения энтальпий

$$h_1 = 491,94 \text{ кДж/кг и } h_2 = 492,72 \text{ кДж/кг.}$$

$$\begin{aligned} \tilde{h}_{\text{см}} &= 0,416 \cdot 491,94 \cdot 28,016 + 0,584 \cdot 492,72 \cdot 28,01 = \\ &= 5733,4 + 8059,8 = 13\,793,2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Ответ: $\tilde{h}_{\text{см}} = 13793,2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$.

4.2. Определить объем одного киломоля смеси оксида углерода и кислорода, в которой массовая доля кислорода равна 0,3, а его парциальное давление 0,2 МПа. Температура смеси равна 150°C.

Ответ: $\widetilde{v}_{см} = 4,8025 \text{ м}^3/\text{кмоль}$.

4.3. Бинарная смесь состоит из 0,25 кг азота и 0,35 кг пара H₂O. Определите давление смеси, если парциальное давление азота составляет 0,45 МПа, а также удельную изобарную теплоемкость смеси. Теплоемкость компонентов принять по МКТ идеального газа.

Решение.

Давление смеси связано с парциальным давлением компонента соотношением (4.9) $p_1 = x_1 \cdot p_{см}$ откуда $p_{см} = p_1 / x_1$. Мольную долю первого компонента вычислим по (4.2)

$$x_1 = \frac{n_1}{n_1 + n_2} = \frac{m_1 / \mu_1}{m_1 / \mu_1 + m_2 / \mu_2} = \frac{0,25 / 28,016}{0,25 / 28,016 + 0,35 / 18,016} = 0,315.$$

Тогда по (4.8) $p_{см} = p_1 / x_1 = 0,45 / 0,315 = 1,4286 \text{ МПа}$.

Удельную изобарную теплоемкость смеси определим по (4.14)

$$c_{p,см} = \omega_1 c_p^{N_2} + \omega_2 c_p^{H_2O}.$$

Удельная изобарная теплоемкость компонентов смеси по (3.15):

$$c_p^{N_2} = \frac{\left(\frac{5}{2}\bar{R} + \frac{2}{2}\bar{R}\right)}{\mu_1} = \frac{7}{2} \frac{\bar{R}}{\mu_1} = \frac{7 \cdot 8,31451}{2 \cdot 28,016} = 1,039 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}),$$

$$c_p^{H_2O} = \frac{\left(\frac{6}{2}\bar{R} + \frac{2}{2}\bar{R}\right)}{\mu_2} = 4 \frac{\bar{R}}{\mu_2} = \frac{4 \cdot 8,31451}{18,016} = 1,846 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

В соответствии с (4.1) массовые доли компонентов

$$\omega_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{0,25}{0,6} = 0,417; \quad \omega_2 = 1 - \omega_1 = 0,583;$$

$$c_{p,см} = 0,417 \cdot 1,039 + 0,583 \cdot 1,846 = 1,509 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Ответ: $p_{см} = 1,4286 \text{ МПа}$, $c_{p,см} = 1,509 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

4.4. В среднем чистый сухой воздух (на уровне моря, при температуре 0°C и давлении 1013,25 гПа) содержит 78,084% (по объёму) азота; 20,9476% кислорода; 0,934% аргона и 0,0314% диоксида углерода. Определить парциальное давление каждого газа.

Ответ: $p_{N_2} = 79,12 \text{ кПа}$, $p_{O_2} = 21,23 \text{ кПа}$, $p_{ар} = 0,95 \text{ кПа}$, $p_{CO_2} = 3,18 \text{ Па}$.

4.5. Смесь газов, находящаяся при $p = 1,8$ МПа и температуре 60°C , содержит 2 кг кислорода и 1 кг аргона. Определить парциальное давление аргона, удельный объем и удельную изохорную теплоемкость смеси, используя МКТ идеального газа.

Решение.

Мольные доли компонентов смеси по (4.2):

$$x_2 = \frac{n_2}{n_1 + n_2} = \frac{\frac{m_2}{\mu_2}}{\frac{m_1}{\mu_1} + \frac{m_2}{\mu_2}} = \frac{\frac{1}{39,948}}{\frac{2}{32} + \frac{1}{39,948}} = 0,286, \quad x_1 = 1 - x_2 = 0,714.$$

Парциальное давление аргона (4.8) $p_2 = x_2 \cdot p_{\text{см}} = 0,286 \cdot 1,8 = 0,5148$ МПа.

По (4.13) вычислим молярную массу смеси:

$$\mu_{\text{см}} = \mu_1 \cdot x_1 + \mu_2 \cdot x_2 = 32 \cdot 0,714 + 39,948 \cdot 0,286 = 34,273 \text{ кг/кмоль.}$$

Из уравнения Клапейрона–Менделеева, записанного для смеси газов, найдем удельный объем смеси $p_{\text{см}} \cdot v_{\text{см}} = R_{\text{см}} \cdot T_{\text{см}}$:

$$v_{\text{см}} = R_{\text{см}} \cdot T_{\text{см}} / p_{\text{см}} = 8314,51 \cdot 333,15 / (34,273 \cdot 1,8 \cdot 10^6) = 0,0449 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Удельные изохорные теплоемкости по (3.15):

$$c_{v,1} = \frac{5}{2} \frac{\bar{R}}{\mu_1} = \frac{5 \cdot 8314,51}{2 \cdot 32} = 649,57 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)},$$

$$c_{v,2} = \frac{3\bar{R}}{2\mu_2} = \frac{1,5 \cdot 8314,51}{39,998} = 311,81 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Массовые доли компонентов (4.1)

$$\omega_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{2}{2 + 1} = 0,667, \quad \omega_2 = 1 - \omega_1 = 0,333.$$

Удельная изохорная теплоемкость смеси по (4.13):

$$c_{v,\text{см}} = c_{v,1} \cdot \omega_1 + c_{v,2} \cdot \omega_2 = 649,57 \cdot 0,667 + 311,81 \cdot 0,333 = 537,09 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Ответ: $p_2 = 0,5148$ МПа, $v_{\text{см}} = 0,0449 \text{ м}^3/\text{кг}$, $c_{v,\text{см}} = 537,09 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$.

4.6. Смесь из 0,1 кг двуокиси азота и 0,3 кг оксида углерода при температуре 100°C изотермически сжимается до объема в 2 раза меньшего, чем первоначальный. Определить затраченную работу.

Ответ: $L = -27,7$ кДж.

4.7. Воздух объемом $0,3 \text{ м}^3$ смешивается с $0,5 \text{ кг CO}_2$. Оба газа до смешения имели параметры $p = 0,6$ МПа и $t = 45^\circ\text{C}$. Определите парциальное давление углекислого газа, после смешения.

Решение.

Запишем уравнение Клапейрона–Менделеева для парциального объема воздуха (4.10) $p_{\text{см}} \cdot V_1 = m_1 \cdot R_1 \cdot T_{\text{см}}$, откуда масса воздуха

$$m_1 = p_{\text{см}} \cdot V_1 / (R_1 \cdot T_{\text{см}}) = (0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,3) / ((8314,51 / 28,96) \cdot 318,15) = 1,97 \text{ кг.}$$

Мольные доли (4.2)

$$x_2 = \frac{n_2}{n_1 + n_2} = \frac{m_2 / \mu_2}{m_1 / \mu_1 + m_2 / \mu_2} = \frac{0,5 / 44,01}{1,97 / 28,97 + 0,5 / 44,01} = 0,143,$$

$$x_1 = 1 - x_2 = 0,857.$$

Парциальное давление второго компонента (4.8)

$$p_2 = x_2 \cdot p_{\text{см}} = 0,6 \cdot 0,143 = 0,0859 \text{ МПа.}$$

Ответ: $p_2 = 0,0859 \text{ МПа.}$

4.8. Докажите утверждение о том, что для смеси идеальных газов мольные и объёмные доли равны между собой (соотношение (4.4)).

Решение.

Запишем уравнение состояния идеального газа для любого компонента смеси через парциальное давление (а), а затем через парциальный объём (б):

$$p_i V_{\text{см}} = \frac{m_i}{\mu_i} \tilde{R} T = n_i \tilde{R} T; \quad (\text{а})$$

$$p_{\text{см}} V_i = \frac{m_i}{\mu_i} \tilde{R} T = n_i \tilde{R} T. \quad (\text{б})$$

Откуда следует $p_i V_{\text{см}} = p_{\text{см}} V_i$ и $\frac{p_i}{p_{\text{см}}} = \frac{V_i}{V_{\text{см}}}$. По определению объёмной доли (4.3):

$$\frac{V_i}{V_{\text{см}}} = r_i, \text{ а по формуле (4.9) мольная доля } x_i = \frac{p_i}{p_{\text{см}}}. \text{ Следовательно, } x_i = r_i.$$

Ответ: $x_i = r_i.$

4.9. В смеси 0,5 кг кислорода O_2 и 0,3 кг азота N_2 . Парциальное давление кислорода равно 0,3 МПа. Определить объём всей смеси, удельные энтальпию и изобарную теплоемкость смеси при температуре 60°C .

Решение.

Масса смеси $m_{\text{см}} = m_{O_2} + m_{N_2} = 0,5 + 0,3 = 0,8 \text{ кг}$; массовые доли по (4.1) и мольные доли (4.2):

$$\omega_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{O_2} + m_{N_2}} = \frac{0,3}{0,8} = 0,375; \quad \omega_{O_2} = 1 - \omega_{N_2} = 1 - 0,375 = 0,625;$$

$$x_{O_2} = \frac{\omega_{O_2} / \mu_{O_2}}{\omega_{O_2} / \mu_{O_2} + \omega_{N_2} / \mu_{N_2}} = \frac{0,625 / 32}{0,625 / 32 + 0,375 / 28,016} = 0,593;$$

$$x_{N_2} = 1 - x_{O_2} = 1 - 0,593 = 0,407.$$

$$\text{Давление смеси (4.8) } p_{\text{см}} = \frac{p_{\text{O}_2}}{x_{\text{O}_2}} = \frac{0,3}{0,593} = 0,506 \text{ МПа.}$$

Молярная масса смеси (4.6):

$$\mu_{\text{см}} = x_{\text{O}_2}\mu_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2}\mu_{\text{N}_2} = 0,593 \cdot 32 + 0,407 \cdot 28,016 = 30,38 \text{ кг/кмоль.}$$

Используя уравнение Клапейрона–Менделеева (3.2), вычислим объем смеси

$$V_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}}\bar{r}T}{\mu_{\text{см}}p_{\text{см}}} = \frac{0,8 \cdot 8,31451 \cdot 333,15}{30,38 \cdot 506} = 0,14415 \text{ м}^3.$$

Энтальпия и теплоемкость смеси по (4.13)

$$h_{\text{см}} = \omega_{\text{O}_2}h_{\text{O}_2} + \omega_{\text{N}_2}h_{\text{N}_2} = 0,625 \cdot 302,83 + 0,375 \cdot 345,66 = 318,89 \text{ кДж/кг.}$$

$$c_{p_{\text{см}}} = \omega_{\text{O}_2}c_{p_{\text{O}_2}} + \omega_{\text{N}_2}c_{p_{\text{N}_2}} = 0,625 \cdot 0,9235 + 0,375 \cdot 1,040 = 0,9672 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К).}$$

Ответ: $V_{\text{см}} = 0,14415 \text{ м}^3$;

$$h_{\text{см}} = 318,89 \text{ кДж/кг}; c_{p_{\text{см}}} = 0,9672 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К).}$$

4.10. В смеси азота и CO_2 при температуре 50°C парциальное давление азота равно $0,2 \text{ МПа}$. Определить давление, объем, изохорную теплоемкость смеси (по справочнику), если мольная доля CO_2 равна $0,3$, а масса смеси 5 кг .

Ответ: $p_{\text{см}} = 0,2857 \text{ МПа}$; $V_{\text{см}} = 1,43298 \text{ м}^3$; $c_{v_{\text{см}}} = 3,587 \text{ кДж/К}$.

4.11. Смесь из 2 кг CO и 4 кг CO_2 при давлении $0,3 \text{ МПа}$ и температуре 30°C расширяется изобарно до объема в два раза большего. Определить работу расширения системы и температуру в конце процесса.

Решение.

$$\text{Масса смеси } m_{\text{см}} = m_{\text{CO}} + m_{\text{CO}_2} = 2 + 4 = 6 \text{ кг};$$

массовые (4.1) и мольные (4.2) доли компонентов смеси

$$\omega_{\text{CO}} = \frac{m_{\text{CO}}}{m_{\text{CO}} + m_{\text{CO}_2}} = \frac{2}{6} = 0,333; \omega_{\text{CO}_2} = 1 - \omega_{\text{CO}} = 1 - 0,333 = 0,667;$$

$$x_{\text{CO}} = \frac{\omega_{\text{CO}}/\mu_{\text{CO}}}{\omega_{\text{CO}}/\mu_{\text{CO}} + \omega_{\text{CO}_2}/\mu_{\text{CO}_2}} = \frac{0,333 / 28,009}{0,333 / 28,009 + 0,667 / 44,011} = 0,440;$$

$$x_{\text{CO}_2} = 1 - x_{\text{CO}} = 1 - 0,440 = 0,560;$$

молярная масса смеси (4.6)

$$\mu_{\text{см}} = x_{\text{CO}}\mu_{\text{CO}} + x_{\text{CO}_2}\mu_{\text{CO}_2} = 0,44 \cdot 28,009 + 0,56 \cdot 44,011 = 36,970 \text{ кг/кмоль.}$$

Обозначим состояние смеси до расширения индексом I , а после – II .

$$v_I = \frac{\tilde{R}T_I}{\mu_{\text{см}}p_I} = \frac{8,31451 \cdot 303,15}{36,970 \cdot 300} = 0,2273 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Работа изменения объёма смеси (расширения) в изобарном процессе $I-II$ (2.7):

$$L_{\Delta v, I-II} = p_{\text{см}}(v_{II} - v_I) = p_{\text{см}}v_I = 300 \cdot 0,2273 = 68,19 \text{ кДж/кг};$$
$$L_{\Delta v, I-II} = l_{\Delta v, I-II} \cdot m_{\text{см}} = 68,19 \cdot 6 = 409,14 \text{ кДж}.$$

Температура смеси после расширения:

$$T_{II} = T_I \frac{v_{II}}{v_I} = 303,15 \cdot 2 = 606,30 \text{ К} = 333,15 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ: $L_{\Delta v, I-II} = 409,14 \text{ кДж}$; $T_{II} = 606,3 \text{ К}$.

4.12. Смесь из 1 кг N_2 и 4 кг CO при температуре 30°C и давлении 540 кПа расширяется изотермически до объёма в 2,5 раза большего, чем первоначальный. Определить работу расширения и давление в конце процесса.

Ответ: $L_{I-II} = 412,5 \text{ кДж}$; $p_{II} = 216 \text{ кПа}$.

4.13. Смесь из 1 киломоля N_2 и 9 киломолей CO при температуре 100°C и давлении 750 кПа расширяется изотермически до давления в 1,5 раза меньшего, чем первоначальное. Определить количество подведённой теплоты и давление в конце процесса.

Решение.

Число молей смеси: $n_{\text{см}} = n_{\text{N}_2} + n_{\text{CO}} = 1 + 9 = 10 \text{ кмоль}$;
 $x_{\text{N}_2} = 0,1$; $x_{\text{CO}} = 0,9$; количество теплоты, подведённое к 1 кмолью смеси:

$$\tilde{q}_{I-II} = \tilde{R}T \ln \frac{p_I}{p_{II}} = 8,31451 \cdot 373,15 \cdot \ln(1,5) = 1258,0 \text{ кДж/кмоль};$$

$$Q_{I-II} = n_{\text{см}} \cdot \tilde{q}_{I-II} = 10 \cdot 1258,0 = 12580 \text{ кДж};$$

давление в конце процесса

$$p_{II} = p_I \frac{v_I}{v_{II}} = 750 \cdot \frac{1}{1,5} = 500 \text{ кПа}.$$

Ответ: $Q_{I-II} = 12580 \text{ кДж}$; $p_{II} = 500 \text{ кПа}$.

5. ПРОЦЕССЫ С ИДЕАЛЬНЫМИ ГАЗАМИ

Основные формулы

Анализ термодинамических процессов с идеальными газами базируется на применении первого закона термодинамики, различные виды записи уравнения которого приведены в разделе 2. При этом для определения конечных параметров газа каждый из основных процессов может рассматриваться как частный случай политропного процесса, определяемого соотношением

$$pv^n = \text{const}, \quad (5.1)$$

где $n = \text{const}$ – есть показатель политропы.

Для конкретных процессов соотношения начальных и конечных параметров газа, выражения для работы расширения l и теплоты q принимают следующий вид:

– изохорный процесс ($v = \text{const}$, $n = \pm \infty$, $c = c_v$):

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}; \quad (5.2)$$

$$l = 0; \quad (5.3)$$

$$q = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT; \quad (5.4)$$

– изобарный процесс ($p = \text{const}$, $n = 0$, $c = c_p$):

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}; \quad (5.5)$$

$$l = p \cdot (v_2 - v_1) = R \cdot (T_2 - T_1); \quad (5.6)$$

$$q = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT; \quad (5.7)$$

– изотермический процесс ($T = \text{const}$, $n = 1$, $c = \pm \infty$):

$$p_2 \cdot v_2 = p_1 \cdot v_1; \quad (5.8)$$

$$q = l = R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right); \quad (5.9)$$

– адиабатный процесс ($dq = 0$, $q = 0$, $n = k$, $c = 0$):

$$p_2 \cdot v_2^k = p_1 \cdot v_1^k; \quad (5.10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad (5.11)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}; \quad (5.12)$$

$$l = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2). \quad (5.13)$$

Все приведенные здесь формулы для адиабатного процесса являются приближенными, так как основываются на допущении $k = c_p/c_v = \text{const}$. Точный расчет адиабатного процесса возможен при использовании специальных функций π_0 и θ_0 , позволяющих учитывать зависимость теплоемкостей от температуры через соотношения

$$\frac{\pi_0(T_2)}{\pi_0(T_1)} = \frac{p_2}{p_1}, \quad (5.14)$$

$$\frac{\theta_0(T_2)}{\theta_0(T_1)} = \frac{v_2}{v_1} \quad (5.15)$$

и также рассмотрен в разделе 6.

В этом случае

$$l = u_1 - u_2. \quad (5.16)$$

Политропный процесс ($pv^n = \text{const}$, $-\infty < n < +\infty$; $c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$);

$$p_2 \cdot v_2^n = p_1 \cdot v_1^n; \quad (5.17)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad (5.18)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}; \quad (5.19)$$

$$l = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] = \frac{R}{n-1} \cdot (T_1 - T_2), \quad (5.20)$$

$$q = c_n \cdot (T_2 - T_1) = \frac{n \cdot (u_2 - u_1) - (h_2 - h_1)}{n-1}. \quad (5.21)$$

Изменение теплоемкости в зависимости от показателя политропы показано на рис. 5.1.

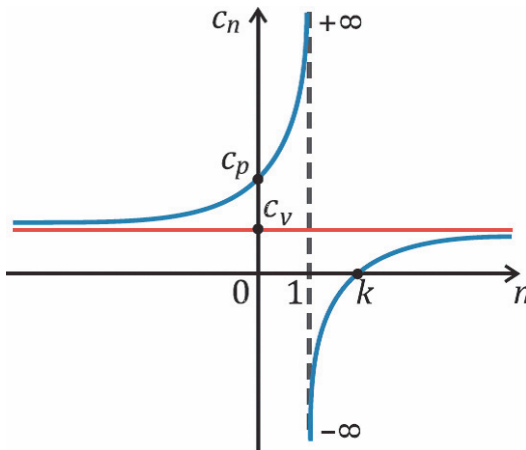


Рис. 5.1. Зависимость теплоемкости газа от показателя политропного процесса

Если процесс изменения состояния происходит в потоке газа, то совершаемая им техническая работа в обратимом процессе, равная по (2.9) $l_{\text{тех}} = - \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp$, в политропном процессе связана с работой расширения (сжатия) l

$$l_{\text{тех}} = n \cdot l. \quad (5.22)$$

В этом случае для адиабатного процесса ($dq = 0$) из уравнения Первого закона термодинамики (2.10) при $dw = 0$ следует

$$l_{\text{тех}} = h_1 - h_2, \quad (5.23)$$

а для любого другого процесса при условиях $l_{\text{тех}} = 0$ и $dw = 0$

$$q = h_2 - h_1. \quad (5.24)$$

Задачи

5.1. В цилиндре карбюраторного двигателя внутреннего сгорания после сжатия горючей смеси давление $p_1 = 1,5$ МПа и температура $t = 365^\circ\text{C}$. В этот момент смесь поджигается при помощи электрической свечи, после чего происходит очень быстрый процесс горения, протекающий практически при постоянном объеме. Определите давление и температуру в конце процесса, если в нем подводится теплота $q = 24$ кДж, а количество воздуха $m = 0,05$ кг. Считайте, что свойства смеси газов совпадают со свойствами воздуха.

Решение.

С помощью калькулятора свойств газов [4] или таблиц [2,3,5] определим удельную внутреннюю энергию воздуха при начальной температуре $u_1 = 465,45$ кДж/кг.

Используя формулу (5.4), найдем:

$$u_2 = u_1 + q / m = 465,45 + 24 / 0,05 = 945,45 \text{ кДж/кг.}$$

По этой величине с помощью калькулятора свойств газов [4] получим $t_2 = 939^\circ\text{C}$, а по (5.2) рассчитаем давление

$$p_2 = p_1 \cdot (T_2 / T_1) = 1,5 \cdot (1212,15 / 638,15) = 2,85 \text{ МПа.}$$

Ответ: $t_2 = 939^\circ\text{C}$; $p_2 = 2,85$ МПа.

5.2. В газгольдере объемом 25 м^3 находится метан ($\mu_{\text{CH}_4} = 16$ кг/кмоль) при $p_1 = 0,7$ МПа и $t_1 = 10^\circ\text{C}$. Благодаря солнечной радиации температура газа в течении дня повысилась и давление возросло до $p_2 = 0,74$ МПа. Какова конечная температура газа и какое количество теплоты воспринял газ? Теплоемкость метана считать не зависящей от температуры.

Решение.

Процесс нагревания газа изохорный. Поэтому, используя уравнение (5.2), найдём конечную температуру газа:

$$T_2 = T_1 \cdot (p_2 / p_1) = (10 + 273,15) \cdot (0,74 / 0,7) = 299,33 \text{ К} = 26,18^\circ\text{С}.$$

Определим количество газа в газгольдере, применив уравнение (3.2)

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot \mu_{\text{CH}_4}}{\bar{R} \cdot T_1} = \frac{0,7 \cdot 10^3 \cdot 25 \cdot 16}{8,3145 \cdot 283,15} = 118,9 \text{ кг}.$$

Полученную газом в изохорном процессе теплоту рассчитаем по (5.4):

$$Q = m \cdot (u_2 - u_1) = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1),$$

а удельную изохорную теплоемкость газа вычислим по молекулярно-кинетической теории (3.15):

$$c_v = \frac{j}{2} \cdot \frac{\bar{R}}{\mu_{\text{CH}_4}} = \frac{6}{2} \cdot \frac{8,3145}{16} = 1,559 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Тогда $Q = 118,9 \cdot 1,559 \cdot (26,18 - 10) = 2987 \text{ кДж}$.

Ответ: $t_2 = 26,18^\circ\text{С}$ и $Q_v = 2987 \text{ кДж}$.

5.3 Для измерения расхода азота в трубопровод диаметром 80 мм поставлен электрический нагреватель мощностью 400 Вт. Проходя нагреватель, азот нагревается на $\Delta t = 3^\circ\text{С}$. Каков расход m , кг/с, если U-образный манометр, установленный на трубопроводе, показывает разрежение $\Delta H = 20 \text{ мм рт. ст.}$, а барометр – давление $B = 750 \text{ мм рт. ст.}$

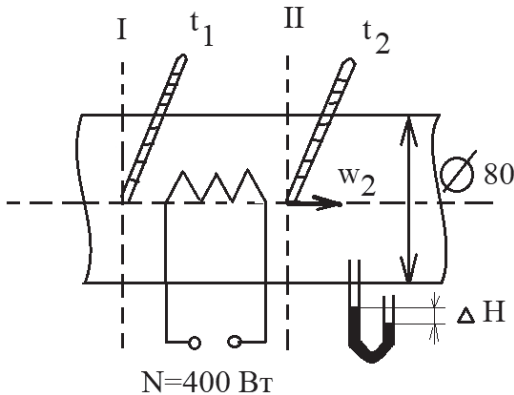


Рис. 5.2. К задаче 5.3

Какова средняя по сечению скорость азота за нагревателем, если термометр за нагревателем показывает $t_2 = 70^\circ\text{С}$.

Решение.

Величины энтальпии найдем с помощью калькулятора свойств газов [4] при $t_1 = 67^\circ\text{C}$ $h_1 = 353,18$ кДж/кг; при $t_2 = 70^\circ\text{C}$ $h_2 = 356,30$ кДж/кг.

Процесс измерения происходит в потоке газа. Поэтому, согласно (5.24), для него справедливо уравнение $Q = m \cdot (h_2 - h_1)$. Отсюда

$$m = \frac{Q}{h_2 - h_1} = \frac{0,400}{356,30 - 353,18} = 0,1282 \text{ кг/с} = 461,5 \text{ кг/ч.}$$

Скорость потока определим из уравнения неразрывности

$$w_2 = \frac{m \cdot v}{f} = \frac{0,1282 \cdot 1,047}{5,03 \cdot 10^{-3}} = 26,7 \text{ м/с,}$$

где удельный объем газа при давлении (1.7)

$$p_2 = (B - \Delta H) = (750 - 20) = 730 \text{ мм рт.ст.}$$

$$\text{или } p_2 = 0,730 \cdot 9,80665 \cdot 13,595 \cdot 10^3 = 97,32 \text{ кПа.}$$

Удельный объем найден по уравнению состояния (3.1)

$$v = \frac{\bar{R} \cdot T_2}{\mu_{\text{CH}_4} \cdot p_2} = \frac{8,3145 \cdot (70 + 273,15)}{28 \cdot 97,32} = 1,047 \text{ м}^3/\text{кг,}$$

а площадь сечения трубопровода

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,1415 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Ответ: $m = 461,5$ кг/ч; $w_2 = 26,7$ м/с.

5.4. Дымовые газы, входящие в воздухоподогреватель парогенератора, имеют объемный состав, %: $\text{CO}_2 = 10,8$, $\text{O}_2 = 6,6$, $\text{N}_2 = 80,7$, $\text{H}_2\text{O} = 1,9$. Нагретая воздух, газы охлаждаются от $t_{1\Gamma} = 350^\circ\text{C}$ до $t_{2\Gamma} = 160^\circ\text{C}$. Определите температуру нагретого воздуха, если известно, что расход дымовых газов (приведенный к нормальным условиям) $V_\Gamma = 53000 \text{ м}_\text{н}^3/\text{ч}$; расход воздуха $m_\text{в} = 51000 \text{ кг/ч}$; температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t_{1\text{в}} = 45^\circ\text{C}$. Определите также часовое количество теплоты, полученное воздухом. Воздухоподогреватель теряет в окружающую среду 4% теплоты, отнимаемой у газов.

Решение.

Нагревание воздуха и охлаждение газов происходит в потоках вещества. Поэтому теплота, отданная газами и воспринятая воздухом, согласно (5.24), равна убыванию (и соответственно приращению) энтальпии:

$$Q_\Gamma = H_{1\Gamma} - H_{2\Gamma}; Q_\text{в} = H_{1\text{в}} - H_{2\text{в}}.$$

Баланс теплоты при теплообмене:

$$0,96 \cdot Q_\Gamma = 0,96 \cdot (H_{1\Gamma} - H_{2\Gamma}) = H_{2\text{в}} - H_{1\text{в}},$$

или, иначе, через удельные энтальпии

$$0,96 \cdot m_{\Gamma} \cdot (h_{1\Gamma} - h_{2\Gamma}) = m_{\text{в}} \cdot (h_{2\text{в}} - h_{1\text{в}}),$$

где $h_{1\Gamma}$ и $h_{2\Gamma}$ – энтальпии дымовых газов, а $h_{1\text{в}}$ и $h_{2\text{в}}$ – энтальпии воздуха, отнесенные к 1 кг.

С помощью калькулятора газов [4], учитывая, что объемные доли совпадают с мольными, находим: $\mu_{\Gamma} = 29,81$ кг/кмоль;

$$h_{1\Gamma} = 18898,8 \text{ кДж/кмоль} = 633,97 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{2\Gamma} = 12886,5 \text{ кДж/кмоль} = 432,29 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{1\text{в}} = 319,68 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитываем массовый расход газов (3.6):

$$m_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma} \cdot \mu_{\Gamma}}{22,414} = \frac{53000 \cdot 29,81}{22,414} = 70488,5 \text{ кг/ч}.$$

По уравнению баланса теплоты находим

$$h_{2\text{в}} = \frac{0,96 \cdot m_{\Gamma} \cdot (h_{1\Gamma} - h_{2\Gamma})}{m_{\text{в}}} + h_{1\text{в}} = \frac{0,96 \cdot 70488,5 \cdot (633,97 - 432,29)}{51000} + 319,68 = 587,41 \text{ кДж/кг}.$$

Используя, калькулятор газов [4], по этой величине определяем $t_{2\text{в}} = 306,9^{\circ}\text{C}$.

Количество теплоты, полученной воздухом

$$Q_{\text{в}} = m_{\text{в}} (h_{2\text{в}} - h_{1\text{в}}) = 51000 \cdot (587,41 - 319,68) = 13,654 \text{ ГДж/ч}.$$

Ответ: $t_{2\Gamma} = 306,9^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{в}} = 13,654 \text{ ГДж/ч}$.

5.5. Средний состав дымовых газов, омывающих поверхности нагрева котельного агрегата, задан объемными долями: $\varphi_{\text{CO}_2} = 0,11$; $\varphi_{\text{O}_2} = 0,07$; $\varphi_{\text{N}_2} = 0,82$. Определите, сколько теплоты отдает каждый килограмм газов при протекании в газоходе, если на входе в него они имеют температуру $t_1 = 1100^{\circ}\text{C}$, а на выходе $t_2 = 180^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $q = -1062,2 \text{ кДж/кг}$.

5.6. При постоянном давлении $p = 0,5 \text{ МПа}$ оксид углерода CO расширяется от объема $V_1 = 0,6 \text{ м}^3$ до объема $V_2 = 1,3 \text{ м}^3$. Определите количество подведенной теплоты, изменение внутренней энергии газа и совершенную им работу, учитывая, что начальная температура газа была $t_1 = 27^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $Q = 1261,6 \text{ кДж}$, $L = 350 \text{ кДж}$, $\Delta U = 909,4 \text{ кДж}$.

5.7. В закрытом сосуде объемом $V = 0,3 \text{ м}^3$ находится воздух при давлении $p = 0,5 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 390^\circ\text{C}$. В результате охлаждения энтальпия воздуха уменьшилась на $\Delta H = 200 \text{ кДж}$. Определите конечную температуру газа и его внутреннюю энергию.

Ответ: $t_2 = 147^\circ\text{C}$, $U = 237,7 \text{ кДж}$.

5.8. В охлаждаемом цилиндре изотермического компрессора метан CH_4 с начальным давлением $p_1 = 0,2 \text{ МПа}$ сжимается при постоянной температуре $t = 40^\circ\text{C}$ до давления $p_2 = 1,8 \text{ МПа}$. Расход газа составляет $V_{\text{н}} = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ при нормальных условиях. Определите теоретическую мощность привода компрессора и часовой расход воды, охлаждающей стенки цилиндра компрессора, если её температура при этом повышается на 10°C .

Ответ: $N = 3,54 \text{ кВт}$, $G_{\text{в}} = 305 \text{ кг/ч}$.

5.9. Диоксид углерода CO_2 с начальной температурой $t_1 = 606^\circ\text{C}$ охлаждается в закрытом сосуде до давления в 2 раза меньшего, чем первоначальное. Найдите объем сосуда, если известно, что количество отведенной теплоты составляет $Q = 80 \text{ кДж}$, а конечное давление равно $p_2 = 0,3 \text{ МПа}$.

Ответ: $V = 0,1 \text{ м}^3$.

5.10. При адиабатном сжатии 3 кг кислорода O_2 , объём его уменьшился в 7 раз. Определите конечное давление, затраченную работу и увеличение температуры газа, если начальные параметры его составляли: давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, температура $t_1 = 32^\circ\text{C}$.

Ответ: $p_2 = 1,4 \text{ МПа}$, $L = 686 \text{ кДж}$, $\Delta t = 326^\circ\text{C}$.

5.11. В цилиндре двигателя внутреннего сгорания продукты сгорания топлива, имеющие давление $p_1 = 1,5 \text{ МПа}$ и температуру $t_1 = 980^\circ\text{C}$, политропно расширяются так, что объём их увеличивается в 8 раз. Показатель политропы $n = 1,21$. Определите конечные параметры газа и теплоту, работу расширения и изменение внутренней энергии в расчете на 1 кг газа. Примите, что термодинамические свойства газа идентичны свойствам воздуха.

Решение.

Для нахождения конечного давления газа воспользуемся формулой (5.17): $p_2 = p_1 \cdot (v_1/v_2)^n = 1,5 \cdot \left(\frac{1}{8}\right)^{1,21} = 0,121 \text{ МПа}$,
а для нахождения температуры – формулой (5.19):

$$T_2 = T_1 \cdot (v_1/v_2)^{n-1} = 1253,15 \cdot (1/8)^{0,21} = 809,7 \text{ К} = 536,6^\circ\text{C}.$$

Конечный удельный объём рассчитаем по уравнению состояния (3.1):

$$v_2 = \frac{\bar{R} \cdot T_2}{\mu_B \cdot p_2} = \frac{8,3145 \cdot 809,7}{28,96 \cdot 0,121 \cdot 10^3} = 1,92 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термические свойства газа определим с помощью калькулятора свойств газов [4] или таблиц [2,3,5]

$$u_1 = 988,6 \text{ кДж/кг}; h_1 = 1349,9 \text{ кДж/кг}; u_2 = 604,5 \text{ кДж/кг}; h_2 = 837,8 \text{ кДж/кг}.$$

Теперь найдем искомые величины. Изменение внутренней энергии:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = 604,5 - 988,6 = -384,1 \text{ кДж/кг}.$$

Работа расширения по (5.20):

$$l = \frac{R}{n-1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{0,287}{1,21-1} \cdot (1253,15 - 809,7) = 611 \text{ кДж/кг}.$$

Подведенная теплота по (5.21):

$$q = \frac{n \cdot (u_2 - u_1) - (h_2 - h_1)}{n - 1} = \frac{1,21 \cdot (604,5 - 988,6) - (837,8 - 1349,9)}{1,21 - 1} = 226 \text{ кДж/кг}.$$

Правильность расчетов проверим, применив Первый закон термодинамики:

$$q = \Delta u + l,$$

$$226 = -384,1 + 611,$$

$$226 \text{ кДж/кг} \approx 227 \text{ кДж/кг}.$$

Расхождение в 1 кДж/кг может быть объяснено погрешностями округлений.

Обратите внимание на то, что в рассматриваемом процессе при подводе теплоты температура газа уменьшается. Это означает, что в процессе средняя теплоемкость имеет отрицательное значение (3.7):

$$c_n = \frac{q}{T_2 - T_1} = \frac{226}{809,5 - 1253,15} = -0,509 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Действительно, для всех процессов при $1 < n < k$ теплоёмкость $c_n < 0$ как это показано на рис. 5.1 во введении данного раздела. Это следует из формулы, полученной в задаче 3.15: $c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$.

Ответ: $p_2 = 0,121 \text{ МПа}$, $T_2 = 536,4^\circ\text{C}$, $\Delta u = -384 \text{ кДж/кг}$, $l = 611 \text{ кДж/кг}$, $q = 226 \text{ кДж/кг}$.

5.12. Определите теоретическую мощность газовой турбины, в которой газ расширяется обратимо адиабатно от начальных параметров: давление $p_1 = 1,2$ МПа и температура $t_1 = 1100^\circ\text{C}$ до атмосферного давления $p_2 = 0,1$ МПа. Определите также температуру и удельный объем газа в конце процесса. Часовой расход газа $D = 800$ т/ч. Примите, что свойства газа аналогичны свойствам воздуха, а теплоёмкость его вычисляется по молекулярно-кинетической теории.

Решение.

Процесс расширения газа в турбине является процессом, происходящем в потоке. В этом случае работой газа является техническая работа $l_{\text{тех}}$. Для её вычисления воспользуемся формулой (5.13) с учетом того, что по соотношению (5.22) $l_{\text{тех}} = k \cdot l$

$$l_{\text{тех}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_1 - T_2).$$

Нужную для этого температуру T_2 найдем по формуле (5.11):

$$T_2 = T_1 \cdot (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} = (1100 + 273,15) \cdot (0,1/1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 675,26 \text{ K} = 402,1^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$l_{\text{тех}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{8,3145}{28,96} \cdot (1373,15 - 675,6) = 698,6 \text{ кДж/кг}.$$

и мощность составит $N = \frac{D}{3600} \cdot l_{\text{тех}} = \frac{800 \cdot 10^3}{3600} \cdot 698,6 = 155$ МВт.

Удельный объём газа рассчитаем по уравнению состояния (3.1):

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{0,287 \cdot 675,26}{0,1 \cdot 10^3} = 1,938 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Ответ: $N = 155$ МВт; $t_2 = 402^\circ\text{C}$; $v_2 = 1,9$ м³/кг.

5.13. В адиабатном поршневом компрессоре сжимается азот N_2 от начального давления $p_1 = 0,1$ МПа до давления $p_2 = 0,9$ МПа. Начальная температура газа $t_1 = 17^\circ\text{C}$. Насколько изменятся конечная температура и затрата технической работы (в расчете на 1 кг газа), если у цилиндра компрессора сделать охлаждаемыми стенки так, чтобы процесс сжатия стал политропным с показателем политропы $n = 1,19$. Представьте оба процесса в p, v -диаграмме.

Ответ: $\Delta T_2 = 131,5$ К; $\Delta l_{\text{тех}} = 38,1$ кДж/кг. Расположение процессов в p, v -диаграмме показано на рис. 5.3.

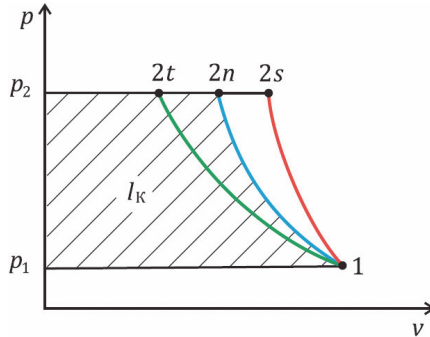


Рис. 5.3. К задаче 5.13

5.14. После сжатия в цилиндре двигателя дизеля температура воздуха должна быть не ниже температуры воспламенения впрыскиваемого топлива, равной 670°C . Определите требуемую степень сжатия воздуха $\varepsilon = v_1/v_2$, конечное давление и затрачиваемую работу, если начальная температура его равна $t_1 = 50^{\circ}\text{C}$, а давление $p_1 = 99$ кПа.

Задачу решить двумя способами: а) считая, что теплоемкость воздуха не зависит от температуры и показатель адиабаты $k = 1,4$; б) учитывая, что теплоемкость воздуха зависит от температуры.

Решение:

а) для нахождения степени сжатия используем формулу (5.12). Из неё следует $\varepsilon = v_1/v_2 = (T_2/T_1)^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{670 + 273,15}{50 + 273,15}\right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 14,55$.

Конечное давление рассчитаем по (5.10):

$$p_2 = p_1 \cdot (v_1/v_2)^k = 0,099 \cdot 14,55^{1,4} = 4,2 \text{ МПа},$$

а затраченную работу по (5.13):

$$l = \frac{R}{k-1} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{8,3145}{28,96 \cdot (1,4-1)} \cdot (323,15 - 943,15) = -446 \text{ кДж/кг};$$

б) выпишем из таблиц [5] или [3] данные о свойствах воздуха в начальном и конечном состояниях:

$$\begin{aligned} u_1 &= 230,98 \text{ кДж/кг}, \quad \pi_{0,1} = 1,8011, \quad \theta_{0,1} = 42,854, \\ u_2 &= 711,20 \text{ кДж/кг}, \quad \pi_{0,2} = 90,665, \quad \theta_{0,2} = 2,4846. \end{aligned}$$

Для нахождения степени сжатия используем соотношение (5.15):

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{\theta_{0,1}}{\theta_{0,2}} = \frac{42,854}{2,4846} = 17,25,$$

а для конечного давления (5.14):

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{\pi_o(T_2)}{\pi_o(T_1)} = 0,099 \cdot \frac{90,665}{1,8011} = 4,98 \text{ МПа.}$$

Затраченную работу определим по (5.16):

$$l = u_1 - u_2 = 230,98 - 711,20 = -480 \text{ кДж/кг.}$$

Сравнение результатов двух вариантов расчета показывает их большое расхождение. Это наглядно свидетельствует о том, что в инженерных задачах необходимо вести расчеты, учитывая зависимость теплоёмкости газов от температуры.

Ответ: а) $\varepsilon = 14,55$, $p_2 = 4,2$ МПа, $l = -446$ кДж/кг. б) $\varepsilon = 17,25$, $p_2 = 4,98$, $l = -480$ кДж/кг.

5.15. В газовой турбине мощностью $N = 100$ МВт газ, имеющий начальные параметры давление: $p_1 = 1,4$ МПа и температура $t_1 = 1250^\circ\text{C}$, расширяется обратимо адиабатно до атмосферного давления $p_2 = 100$ кПа. Определите теоретический секундный расход газа и его удельный объем при конечных параметрах. Газ обладает свойствами продуктов сгорания метана ($\mu_r = 27,65$ кг/кмоль) и его теплоёмкость существенно зависит от температуры.

Решение.

В турбине при расширении в потоке газ совершает техническую работу, равную согласно (5.23) $l_{\text{тех}} = h_1 - h_2$. Поэтому для определения расхода газа запишем $m = N / (h_1 - h_2)$.

Значения энтальпии возьмем в таблицах [5]. Для начального состояния: $h_1 = 1891,2$ кДж/кг, $\pi_{0,1} = 1116,2$. А для нахождения конечного состояния вначале воспользуемся соотношением (5.14)

$$\pi_{0,2} = \pi_{0,1} \cdot \frac{p_2}{p_1} = 1116,2 \cdot \frac{0,1}{1,4} = 79,73.$$

По этой величине отыщем в таблице $t_2 = 572,5^\circ\text{C}$, а затем и $h_2 = 972,3$ кДж/кг. Тогда расход газа составит

$$m = 100 \cdot 10^3 / (1891,2 - 972,3) = 109 \text{ кг/с.}$$

Удельный объем газа рассчитаем по уравнению состояния (3.1):

$$v_2 = \frac{\bar{R} \cdot T_2}{\mu_r \cdot p_2} = \frac{8,3145 \cdot 845,65}{27,65 \cdot 100} = 2,54 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Ответ: $m = 109$ кг/с, $v_2 = 2,54$ м³/кг.

5.16. В цилиндре бензинового автомобильного двигателя газы, образовавшиеся в результате сгорания топлива, расширяются адиабатно, совершая работу. Начальные параметры газа: давление $p_1 = 1,8$ МПа, температура $t_1 = 960^\circ\text{C}$. Степень сжатия (расширения) газа $\varepsilon = v_2/v_1 = 9$.

Определите температуру и давление газа на выхлопе из цилиндра, а также совершённую работу в расчёте на 1 кг газа. Примите, что свойства газа совпадают со свойствами продуктов сгорания метана.

Ответ: $t_2 = 355,4^\circ\text{C}$; $p_2 = 1,8$ МПа, $l = 780,5$ кДж/кг.

5.17. В регенеративном подогревателе ГТУ воздух, имеющий температуру $t_{1,в} = 326^\circ\text{C}$, нагревается до температуры $t_{2,в} = 470^\circ\text{C}$ газами, выходящими из турбины с температурой $t_{3,г} = 520^\circ\text{C}$. Расход воздуха равен $m_в = 150$ кг/с. Определите температуру газов за подогревателем $t_{4,г}$ и количество теплоты, переданной ими воздуху, учитывая следующее соотношение потоков: $m_г = 1,04 \cdot m_в$. Примите, что свойства газов совпадают со свойствами продуктов сгорания метана. Тепловыми потерями подогревателя можно пренебречь.

Ответ: $t_{4,г} = 400^\circ\text{C}$; $Q = 23,1$ МДж/с.

5.18. В результате политропного сжатия 1 кг кислорода O_2 от давления $p_1 = 110$ кПа до $p_2 = 1,2$ МПа температура его возросла от 37°C до 158°C . Определите показатель политропы процесса n , затраченную работу и количество теплоты, отведённой в ходе процесса.

Ответ: $n = 1,16$; $l = -197$ кДж/кг; $q = -115$ кДж/кг.

5.19. Как изменилась бы (стала меньше, больше) и насколько затрата работы, если бы процесс сжатия кислорода, представленный в предыдущей задаче, проводился бы при постоянной температуре?

Ответ: меньше на $4,0$ кДж/кг.

6. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Основные формулы

Второй закон термодинамики констатирует одностороннюю направленность самопроизвольных процессов и это направление таково, что система переходит в состояние второго термодинамического равновесия. Эта сущность второго закона находит выражение во многих частных его формулировках, некоторые из них приведены ниже.

1. Самопроизвольные процессы необратимы.

2. Теплота не может передаваться от менее нагретого тела к более нагретому без компенсации.

3. Вечный двигатель второго рода невозможен.

Вечный двигатель второго рода – это машина, которая производит работу, взаимодействуя только с одним источником теплоты.

Аналитически второй закон термодинамики выражается закономерностью изменения энтропии системы.

$$dS \geq \frac{dQ}{T}; \quad (6.1)$$

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T}. \quad (6.2)$$

Знаки равенства и неравенства для обратимых и необратимых процессов соответственно.

Для циклов эта закономерность выражается через интеграл Клаузиуса:

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0. \quad (6.3)$$

Знаки равенства и неравенства для обратимых и необратимых процессов соответственно.

Величиной, характеризующей степень преобразования теплоты в работу в прямом цикле, является *термический коэффициент полезного действия цикла*

$$\eta_t = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (6.4)$$

где $L_{\text{ц}}$ – работа, полученная в цикле; Q_1 – теплота, подведенная к рабочему телу от источников теплоты; Q_2 – теплота, отведенная от рабочего тела.

Наибольшее значение η_t имеет обратимый цикл Карно (рис. 6.1).

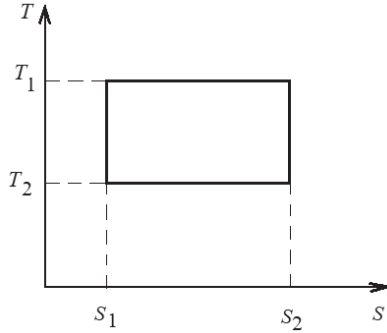


Рис. 6.1. Обратимый цикл Карно

Его термический КПД:

$$\eta_t^K = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (6.5)$$

где T_1 – температура источника теплоты, К; T_2 – температура холодильника, К.

Средняя температура подвода и отвода теплоты в произвольном цикле (рис. 6.2):

$$T_{1\text{ср}} = \frac{Q_1}{\Delta S_{\text{под}}}, \quad (6.6)$$

$$T_{2\text{ср}} = \frac{Q_2}{\Delta S_{\text{отв}}}, \quad (6.7)$$

где $\Delta S_{\text{под}}$, $\Delta S_{\text{отв}}$ – изменение энтропии рабочего тела в процессе подвода и отвода теплоты; Q_1 – количество теплоты, отдаваемое горячим источником; Q_2 – количество теплоты, принимаемое холодным источником.

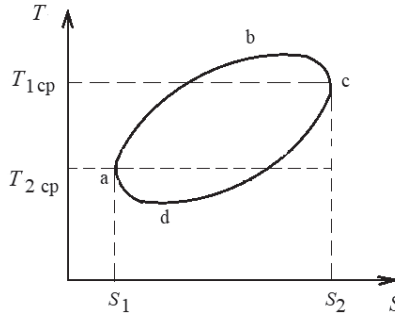


Рис. 6.2. Произвольный обратимый цикл

Для обратимого цикла $\Delta S_{\text{под}} = \Delta S_{\text{отв}}$.

Термический КПД произвольного обратимого цикла (рис. 6.2):

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2\text{ср}}}{T_{1\text{ср}}}. \quad (6.8)$$

Изменение энтропии вещества в каком-либо обратимом процессе в общем случае может быть рассчитано как:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}, \quad (6.9)$$

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_x}{T} dT. \quad (6.10)$$

Изменение энтропии идеальных газов с учетом зависимости теплоемкости от температуры можно вычислить по формулам:

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - R \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right), \quad (6.11)$$

где величины $s_2^0 = \int_{T_0}^{T_2} \frac{c_p dT}{T}$ и $s_1^0 = \int_{T_0}^{T_1} \frac{c_p dT}{T}$, вычисленные от температуры $T_0 = 0 \text{ К}$ для изобары $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, приводятся во многих справочниках, например, для технически важных газов в [2, 3, 5], или определяются с помощью калькулятора свойств газов [4],

$$\text{и} \quad s_2 - s_1 = s_{v,2}^0 - s_{v,1}^0 + R \cdot \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right), \quad (6.12)$$

где величины $s_{v,2}^0 = \int_{T_0}^{T_2} \frac{c_v dT}{T}$ и $s_{v,1}^0 = \int_{T_0}^{T_1} \frac{c_v dT}{T}$ также приведены в [2].

Удельная энтропия смеси идеальных газов (кДж/(кг·К)) вычисляется как

$$s_{\text{см}} = \sum_i \omega_i \cdot s_i + \Delta s_{\text{смеш}}; \quad (6.13)$$

$$\Delta s_{\text{смеш}} = \sum_i \omega_i \cdot R_i \cdot \ln \frac{1}{x_i}, \quad (6.14)$$

где $\Delta s_{\text{смеш}}$ – энтропия смешения (кДж/(кг·К)), s_i – энтропия компонентов смеси до смешения (кДж/(кг·К)).

Мольная энтропия смеси идеальных газов (кДж/(кмоль·К)) рассчитывается аналогично

$$\tilde{s}_{\text{см}} = \sum_i x_i \cdot \tilde{s}_i + \Delta \tilde{s}_{\text{смеш}}, \quad (6.15)$$

$$\Delta \tilde{s}_{\text{смеш}} = \tilde{R} \cdot \sum_i x_i \cdot \ln \frac{1}{x_i}, \quad (6.16)$$

где $\Delta \tilde{s}_{\text{смеш}}$ – мольная энтропия смешения (кДж/(кмоль·К)); \tilde{s}_i – мольная энтропия компонентов смеси до смешения (кДж/(кмоль·К)).

Величины энтропии смеси заданного состава с учетом энтропии смешения $s_{\text{см}}$ и $\tilde{s}_{\text{см}}$ могут быть рассчитаны с помощью калькулятора свойств газов [4].

Максимальное количество технической работы, которое можно получить от какой-либо системы – эксергия (работоспособность), определяется следующими выражениями:

а) эксергия неподвижного тела:

$$e_V = u - u_{0.c.} - T_{0.c.} \cdot (s - s_{0.c.}) - p_{0.c.} \cdot (v_{0.c.} - v), \quad (6.17)$$

где $u_{0.c.}$, $T_{0.c.}$, $p_{0.c.}$, $v_{0.c.}$ – удельная внутренняя энергия, температура, давление и удельный объем неподвижного тела при параметрах окружающей среды;

б) эксергия одномерного стационарного потока:

$$e = h_1 - h_{0.c.} - T_{0.c.} \cdot (s_1 - s_{0.c.}) + \frac{w_1^2}{2000}, \quad (6.18)$$

где $h_{0.c.}$, $s_{0.c.}$ – удельная энтальпия и энтропия потока при параметрах окружающей среды; w_1 – скорость потока;

в) эксергия теплоты источника с постоянной температурой:

$$e_q = q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_{0.c.}}{T}\right), \quad (6.19)$$

где T – температура теплоисточника; q_1 – количество теплоты, отдаваемое теплоисточником;

г) эксергия теплоты источника с переменной температурой (рис. 6.3):

$$e_q = q_1 - T_{0.c.} \cdot \int_0^1 \frac{dq_1}{T} = q_1 - T_{0.c.} \cdot (s_1 - s_{0.c.}), \quad (6.20)$$

или

$$e_q = q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_{0.c.}}{T_{cp}}\right) \quad (6.21)$$

$$q_2 = T_{0.c.} \cdot \int_0^1 \frac{dq_1}{T} = T_{0.c.} \cdot (s_1 - s_{0.c.}),$$

где q_2 – теплота, передаваемая окружающей среде (анергия).

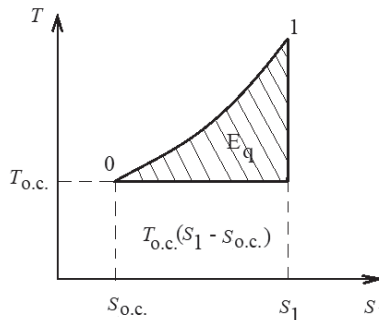


Рис. 6.3. Эксергия теплоты источника с переменной температурой

При наличии в системе необратимых процессов возникает потеря эксергии (Теорема Гюи – Стодола):

$$\Delta e = T_{0.c.} \cdot \Delta s_{\text{сист.}} = T_{0.c.} \cdot \sum_i \Delta s_i, \quad (6.22)$$

где $\Delta s_{\text{сист.}}$ – увеличение энтропии системы в результате протекающих в ней необратимых процессов; Δs_i – увеличение энтропии в каком-либо необратимом процессе системы.

Совершенство процессов преобразования энергии характеризуется следующими показателями:

Эксергетический КПД

$$\eta_e = \frac{E_{\text{получ}}}{E_{\text{затр}}} = 1 - \frac{\Delta E}{E_{\text{затр}}}, \quad (6.23)$$

где $E_{\text{получ}}$ – эксергия полученная; $E_{\text{затр}}$ – эксергия затраченная.

Применительно к различным объектам η_e может быть выражен более конкретно. Например, эксергетический КПД тепловых циклов

$$\eta_e^{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц}}^{\text{д}}}{e_{q1}}, \quad (6.24)$$

где $l_{\text{ц}}^{\text{д}}$ – работа действительного цикла.

Эксергетический КПД проточного теплообменника

$$\eta_e^{\text{теп}} = \frac{\Delta e_{\text{нагр}}}{\Delta e_{\text{охл}}} = 1 - \frac{T_{0.c.} \cdot \Delta s_{\text{сист.}}}{\Delta e_{\text{охл}}}, \quad (6.25)$$

где $\Delta e_{\text{нагр}}$, $\Delta e_{\text{охл}}$ – изменение эксергии нагреваемого и охлаждаемого тела.

При решении задач этого раздела следует пользоваться таблицами свойств идеальных газов [2, 3, 5] или калькулятором свойств идеальных газов [4].

Задачи

6.1. 30 кг льда, имеющего температуру $t_1 = -10^\circ\text{C}$, помещены в сосуд, где контактируют с воздухом. С течением времени лёд расплавился, и образовавшаяся вода нагрелась до температуры воздуха, равной $t = +20^\circ\text{C}$. Определите увеличение энтропии, происходящее в результате этого процесса. Теплоемкость льда $c_{p,l} = 2,03$ кДж/(кг·К), а теплоемкость воды $c_{p,v} = 4,187$ кДж/(кг·К). Теплота плавления льда $\lambda = 335$ кДж/кг. Представьте процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Выражение для расчета изменения энтропии получим, интегрируя (6.9) и (6.10) для трех участков процесса: нагрева льда 1–2, плавления льда 2–3 и нагрева воды 3–4.

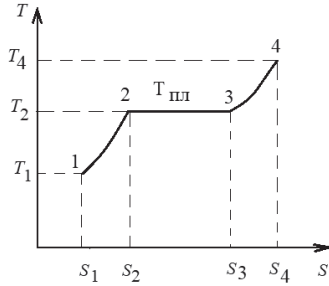


Рис. 6.4. К задаче 6.1

$$\Delta S = \left(c_{p,l} \cdot \ln \frac{T_{пл}}{T_1} + \frac{\lambda}{T_{пл}} + c_{p,v} \cdot \ln \frac{T_4}{T_{пл}} \right) \cdot m,$$

$$\Delta S = \left(2,03 \cdot \ln \frac{273,15}{263,15} + \frac{335}{273,15} + 4,187 \cdot \ln \frac{293,15}{273,15} \right) \cdot 30 = 47,9 \text{ кДж/К}.$$

Ответ: $\Delta S = 47,9$ кДж/К.

6.2. Определите изменение энтропии 3 кг азота в политропном процессе при изменении температуры от $t_1 = 100^\circ\text{C}$ до $t_2 = 300^\circ\text{C}$. Показатель политропы $n = 1,2$. Теплоемкости принять по молекулярно-кинетической теории. Изобразите процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Приняв теплоемкость азота в политропном процессе c_n постоянной и интегрируя (6.10) получим

$$S_2 - S_1 = m \cdot c_n \cdot \ln(T_2/T_1),$$

где $c_n = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1}$ (см. задачу 3.15).

Для двухатомного азота ($\mu_{\text{N}_2} = 28,01$ кг/кмоль) (3.15)

$$c_n = \frac{5}{2} \cdot \frac{\bar{R}}{\mu_{\text{N}_2}} \cdot \frac{n-k}{n-1} = \frac{5}{2} \cdot \frac{8,3145}{28,01} \cdot \frac{1,2-1,4}{1,2-1} = -0,7424 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Тогда $S_2 - S_1 = -3 \cdot 0,7424 \cdot \ln \frac{573,15}{373,15} = -0,955$ кДж/К.

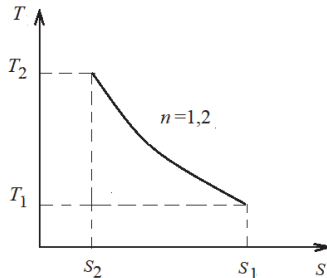


Рис. 6.5. К задаче 6.2

Ответ: $\Delta S = -0,955$ кДж/К.

6.3. На рисунке 6.6 в диаграмме T, s изображены изобара и изохора. Какая из этих линий является изохорой?

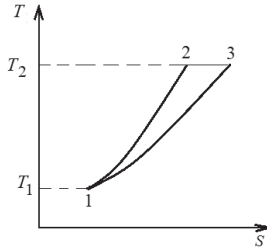


Рис. 6.6. К задаче 6.3

Решение.

Продифференцировав (6.10), получим $(\partial T/\partial s)_x = T/c_x$. Следовательно, $(\partial T/\partial s)_v = T/c_v$, а $(\partial T/\partial s)_p = T/c_p$. Так как $c_v < c_p$, то $(\partial T/\partial s)_v > (\partial T/\partial s)_p$. Поскольку эта производная определяет угол наклона кривой в T, s – диаграмме, то изохорой является линия 1 – 2.

Ответ: линия 1 – 2.

6.4. В закрытом сосуде находится 0,5 кг CO_2 при давлении $p_1 = 0,2$ МПа и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$. В результате подвода теплоты давление газа возросло до $p_2 = 0,6$ МПа. Определите изменение энтропии газа.

Решение.

Процесс нагревания газа в сосуде является изохорным. Поэтому используем формулу (6.12)

$$S_2 - S_1 = m \cdot (s_{v,2}^0 - s_{v,1}^0).$$

Для этого вначале найдем конечную температуру газа (5.2):

$$T_2 = (p_2/p_1) \cdot T_1 = (0,6/0,2) \cdot (20 + 273,15) = 879,45 \text{ К} = 606,3^\circ\text{C}.$$

По известным температурам в таблице [2] найдем

$$s_{v,1}^0 = 3,770 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad s_{v,2}^0 = 4,681 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$$

и рассчитаем $s_{v,2}^0 - s_{v,1}^0 = 0,5 \cdot (4,681 - 3,770) = 0,455 \text{ кДж}/\text{К}$.

Располагая таблицами [3, 5], расчёт можно провести иначе, используя формулу (6.11)

$$S_2 - S_1 = \left(s_2^0 - s_1^0 - \frac{\bar{R}}{\mu_{\text{CO}_2}} \cdot \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \right) \cdot m.$$

Взяв в таблицах значения $s_1^0 = 4,8434$ кДж/(кг·К); $s_2^0 = 5,9627$ кДж/(кг·К), проведём расчёт

$$S_2 - S_1 = \left(5,9627 - 4,8434 - \frac{8,3145}{44} \cdot \ln \left(\frac{0,6}{0,2} \right) \right) \cdot 0,5 = 0,456 \text{ кДж/К.}$$

Этот же результат можно получить иначе, используя калькулятор свойств газов [4], где значения энтропии представлены в функции и температуры и давления. Найдем

$$s_1(p_1, t_1) = 4,7124 \text{ кДж/(кг·К)}, s_2(p_2, t_2) = 5,6238 \text{ кДж/(кг·К)}, \\ \Delta S = m \cdot (s_2 - s_1) = 0,5 \cdot (5,6238 - 4,7124) = 0,456 \text{ кДж/К.}$$

Ответ: $\Delta S = 0,456$ кДж/К.

6.5. В двигателе Дизеля воспламенение топлива происходит при соприкосновении со сжатым воздухом, имеющим температуру $t_2 = 630^\circ\text{C}$. Определите минимальную степень сжатия воздуха $\varepsilon = v_1/v_2$, его конечное давление p_2 и затрачиваемую удельную работу, если перед сжатием воздух имеет параметры $p_1 = 0,097$ МПа и $t_1 = 60^\circ\text{C}$. Сжатие считать обратимым адиабатным. Задачу решить в двух вариантах: а) приняв постоянным показатель адиабаты $k = 1,4$; б) учитывая зависимость теплоемкости воздуха от температуры.

Решение:

а) при $k = 1,4$.

Используем формулу (5.12), рассчитаем степень сжатия

$$\varepsilon = v_1/v_2 = (T_2/T_1)^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{630+273,15}{60+271,15} \right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 12,1.$$

Рассчитав удельный объем (3.1)

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,287 \cdot 333,15}{0,097 \cdot 10^3} = 0,9857 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{найдем } p_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_1/\varepsilon_1} = \frac{0,287 \cdot 903,15 \cdot 10^3}{0,9857/12,1} = 3,18 \text{ МПа.}$$

Удельную работу сжатия определим по (5.13):

$$\text{и } l = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{0,097 \cdot 10^3 \cdot 0,9857}{1,4-1} \cdot \left(1 - \frac{903,15}{333,15} \right) = -409 \text{ кДж/кг};$$

б) для расчета обратимого адиабатного процесса с учетом зависимости теплоемкости газа от температуры воспользуемся таблицами [2, 3]. По заданным значениям температуры определим значения относительных давлений $\pi_{0,1}=2,0004$, $\pi_{0,2}=76,294$. Давление $p_2=p_1 \cdot \pi_{0,2}/\pi_{0,1} = 0,097 \cdot 76,294/2,0004=3,7$ МПа.

Значение давления p_2 также можно определить используя Калькулятор газов [4]. В соответствии со Вторым законом термодинамики $ds = dq / T = 0$, следовательно, $s_1 = s_2$. Значение s_1 определим с помощью Калькулятора газов [4] $s_1 = 6,9850$ кДж/(кг·К). Значение давления p_2 найдем методом последовательных приближений. В качестве начального приближения примем найденное ранее значение $p_{2,0} = 3,18$ МПа. Тогда с помощью калькулятора газов получим $s_{2,0} = 7,0277$ кДж/(кг·К). Так как $s_{2,0} > s_1$, то последовательно увеличивая давление, найдем, что $s_2 = s_1$ при $p_2 = 3,70$ МПа.

В этом состоянии удельный объем воздуха найдем как (3.1)

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{0,287 \cdot 903,15}{3,7 \cdot 10^3} = 0,07006 \text{ м}^3/\text{кг}$$

и степень сжатия воздуха составит

$$\varepsilon = v_1/v_2 = \frac{0,9857}{0,07006} = 14,1.$$

Удельную работу сжатия найдем как (5.16):

$$l = -(u_2 - u_1) = -(677,65 - 238,17) = -439,5 \text{ кДж/кг},$$

где $u_1 = 238,17$ кДж/кг и $u_2 = 677,65$ кДж/кг могут быть найдены с помощью Таблиц [2, 3] или Калькулятора газов [4].

Сравнивая результаты двух вариантов расчета, видим их значительное различие. Выбор степени сжатия по результатам приближенного расчета привел бы к тому, что двигатель не смог бы работать, так как при таком значении ε действительная температура воздуха в конце сжатия была бы ниже необходимой для воспламенения топлива.

Ответ: а) $\varepsilon = 12,1$; $p_2 = 3,18$ МПа; $l = -409$ кДж/кг; б) $\varepsilon = 14,1$; $p_2 = 3,70$ МПа; $l = -439,5$ кДж/кг.

6.6. На вход центробежного компрессора поступает воздух при давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$. В компрессоре он сжимается адиабатно до давления $p_2 = 1,2$ МПа. Температура воздуха на выходе из компрессора $t_2 = 380^\circ\text{C}$. Определите, является ли этот процесс обратимым и рассчитайте удельную работу сжатия. Представьте процесс в T, s – диаграмме.

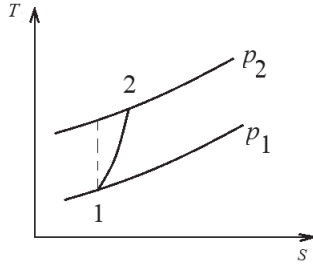


Рис. 6.7. К задаче 6.6

Решение.

В обратимом адиабатном процессе $ds = dq / T = 0$ и, следовательно, $s_1 = s_2$. Для проверки является ли процесс обратимым определим с помощью калькулятора свойств газов энтропию воздуха в начальном и конечном состояниях:

$$s_1 = 6,8476 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), s_2 = 6,9546 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Получили, что $s_2 > s_1$, как на рис. 6.7, и следовательно, рассматриваемый процесс является необратимым.

Этот же результат можно получить, используя формулу (6.11):

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - \frac{\bar{R}}{\mu_{\text{возд}}} \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) =$$

$$= 7,5014 - 6,6812 - \frac{8,3145}{28,96} \cdot \ln\left(\frac{1,2}{0,1}\right) = 0,107 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) > 0.$$

Процесс сжатия происходит в потоке воздуха и, согласно (2.18)

$$l_k = l_{\text{тех}} = h_1 - h_2 = 293,58 - 663,60 = -370 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Значения $h_1 = 293,58 \text{ кДж}/\text{кг}$ и $h_2 = 663,60 \text{ кДж}/\text{кг}$ также определены с помощью калькулятора.

Ответ: Процесс необратимый; $l_k = -370 \text{ кДж}/\text{кг}$.

6.7. Определите значение энтропии 1 кг диоксида углерода CO_2 в состоянии а с параметрами: температура $t_a = 400^\circ\text{C}$ и давление $p_a = 6 \text{ МПа}$, отсчитанное от состояния $t_n = 40^\circ\text{C}$, $p_n = 0,2 \text{ МПа}$, принятого за нулевое при расчете энтропии.

Решение.

В таблицах и Калькуляторе [4] приводятся значения энтропии, отсчитанные от начального состояния при температуре $T_0 = 0 \text{ К}$ и давлении $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$. Для отсчета от другого начального состояния следует сделать пересчет.

Значение энтропии в заданной точке, отсчитанное от табличного начала отсчета $s_a = s_a^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_a}{p_0}\right)$. Такое же значение энтропии в новом начальном состоянии $s_H = s_H^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_H}{p_0}\right)$. Приняв его за 0, отсчитанное от него значение энтропии в заданном состоянии найдем как

$$s_a = s - s_H = s_a^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_a}{p_0}\right) - s_H^0 + R \cdot \ln\left(\frac{p_H}{p_0}\right).$$

и окончательно $s_a = s_a^0 - s_H^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_a}{p_H}\right)$,

$$s_a = 5,6537 - 4,8994 - \frac{8,3145}{44} \cdot \ln\left(\frac{6}{0,2}\right) = 0,1116 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Ответ: $s_a = 0,1116 \text{ кДж/(кг·К)}$.

6.8. Рассчитайте работу, затрачиваемую в карбюраторном двигателе внутреннего сгорания при обратимом адиабатном сжатии воздуха от начального состояния при температуре $t_1 = 60^\circ\text{C}$ так, что первоначальный объём воздуха уменьшился в 7 раз. Расчет вести применительно к 1 кг воздуха.

Решение.

Используем формулу (6.12) применительно к обратимому адиабатному процессу $s_{v,2}^0 - s_{v,1}^0 + R \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = 0$. Отсюда $s_{v,2}^0 = s_{v,1}^0 - R \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$.

$$\text{Рассчитаем } s_{v,2}^0 = 5,309 - \frac{8,3145}{28,96} \cdot \ln\left(\frac{1}{7}\right) = 5,868 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

По этому значению, так же как для начального состояния, в таблице [2] найдем $t_2 = 430^\circ\text{C}$, $u_2 = 515,2 \text{ кДж/кг}$, $u_1 = 238,2 \text{ кДж/кг}$.

Затраченную работу определим по формуле (5.16)

$$l = u_1 - u_2 = 238,2 - 515,2 = -277 \text{ кДж/кг}.$$

Ответ: $l = -277 \text{ кДж/кг}$.

6.9. В карбюраторном двигателе внутреннего сгорания в сжатом воздухе в изохорном процессе сгорают 7 г бензина на 1 кг воздуха. Определите среднюю температуру воздуха в этом процессе, если он имеет начальную температуру $t_1 = 440^\circ\text{C}$ при давлении $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$. Теплота сгорания бензина $Q_H^p = 44000 \text{ кДж/кг}$.

Решение.

Вначале определим конечную температуру процесса. Для этого используем уравнение теплового баланса для изохорного процесса (5.4)

$$u_2 = u_1 + m \cdot Q_H^p = 523,14 + 0,007 \cdot 44000 = 831,15 \text{ кДж/кг},$$

где $u_1 = 523,14 \text{ кДж/кг}$ получено в таблице [2,3,5] или с помощью калькулятора свойств газов [4]. По вычисленному значению u_2 так же найдем

$T_2 = 1083,15 \text{ К} = 810^\circ\text{С}$, $s_2 = 8,2287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Далее по соотношению (5.2) рассчитаем конечное давление

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 1,2 \cdot \frac{1083,15}{713,15} = 1,823 \text{ МПа.}$$

Среднюю температуру подвода теплоты $T_{1\text{cp}}$ определим по соотношению (6.6) $T_{1\text{cp}} = \frac{q_1}{\Delta s_{\text{под}}}$, для чего рассчитаем разность энтропии по формуле (6.11)

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^0 - s_1^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \\ &= 8,2287 - 7,7621 - \frac{8,3145}{28,96} \cdot \ln\left(\frac{1,823}{1,2}\right) = 0,3466 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) \end{aligned}$$

и далее найдем $T_{1\text{cp}} = \frac{0,007 \cdot 44000}{0,3466} = 888,6 \text{ К}$.

Ответ: $T_{1\text{cp}} = 888,6 \text{ К}$.

6.10. Получите формулу для расчета средней температуры подвода (отвода) теплоты в изобарном процессе при условии постоянства теплоёмкости.

Решение.

В этом случае соотношение (6.6) с учетом (6.9) может быть записано как $T_{1\text{cp}} = \frac{q_1}{\Delta s_{\text{под}}} = \frac{c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot \ln(T_2/T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{\ln(T_2/T_1)}$.

Ответ: $T_{1\text{cp}} = \frac{T_2 - T_1}{\ln(T_2/T_1)}$.

6.11. На входе в газовую турбину мощностью $N = 120 \text{ МВт}$ газы имеют давление $p_1 = 1,2 \text{ МПа}$ и температуру $t_1 = 1140^\circ\text{С}$. При адиабатном их расширении в турбине давление уменьшается до атмосферного $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$. Определите секундный расход газа и изменение его энтропии, учитывая, что внутренний относительный КПД турбины равен $\eta_{oi}^T = l_T^D/l_T = 0,88$. Представьте процесс расширения газа в диаграмме T, S . Примите, что термодинамические свойства газа совпадают со свойствами воздуха.

Решение.

Свойства газа в начальном состоянии процесса найдём в табл. 2 по t_1 :

$$h_1 = 1531,6 \text{ кДж}/\text{кг} \text{ и } s_1^0 = 8,5424 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Для нахождения свойств газа в конечном состоянии вначале воспользуемся тем, что для обратимого адиабатного процесса $\Delta s = 0$ и из соотношения (6.11) следует $s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 8,5424 + \frac{8,3145}{28,96} \cdot \ln\left(\frac{0,1}{1,4}\right) = 7,785 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. По этому значению в таблице [2] возьмем: $t_2 = 455^\circ\text{С}$, $h_2 = 744,0 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Располагая калькулятором свойств газов, это действие можно осуществить иначе, так как в нём значения энтропии выдаются сразу в зависимости от температуры и от давления. Поэтому получив $s_1 = 7,7848$ кДж/(кг·К) по этому значению (так как $s_2 = s_1$) и $p_2 = 0,1$ МПа итерацией найдем те же величины для состояния 2.

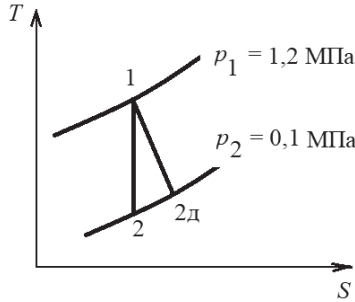


Рис. 6.8. К задаче 6.11

Далее рассчитаем расход газа, учитывая необратимость процесса

$$m = \frac{N}{l_T^d} = \frac{N}{l_T \cdot \eta_{oi}^T} = \frac{120 \cdot 10^3}{(1531,6 - 744,0) \cdot 0,88} = 173 \text{ кг/с.}$$

Для получения параметров газа в конечном состоянии процесса 2д найдём энтальпию $h_{2д}$ из определения относительного внутреннего КПД

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2},$$

откуда

$$h_{2д} = h_1 - \eta_{oi}^T \cdot (h_1 - h_2) = 1531,6 - 0,88 \cdot (1531,6 - 744,0) = 838,5 \text{ кДж/кг.}$$

По этому значению в таблице возьмем $t_{2д} = 542^\circ\text{C}$, $s_{2д}^0 = 7,9078$ кДж/(кг·К) и увеличение энтропии газа вследствие необратимости процесса составит

$$\Delta s = s_{2д}^0 - s_2^0 = 7,9078 - 7,7850 = 0,1228 \text{ кДж/(кг·К).}$$

Ответ: $m = 173$ кг/с, $\Delta s = 0,1228$ кДж/(кг·К).

6.12. В газовую турбину поступают продукты сгорания топлива состава (по массе): $\omega_{O_2} = 9\%$, $\omega_{CO_2} = 12\%$, $\omega_{H_2O} = 10,5\%$, $\omega_{N_2} = 68,5\%$ при давлении $p_1 = 1,5$ МПа и температуре $t_1 = 1100^\circ\text{C}$. В турбине происходит необратимое адиабатное расширение газов до $p_2 = 0,1$ МПа. Определите температуру газов на выходе из турбины и ее мощность, если расход газов составляет $m = 50$ кг/с, а относительный внутренний КПД турбины $\eta_{oi}^T = \frac{l_T^d}{l_T} = 0,9$. Представьте процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Определим параметры газа вначале обратимого адиабатного процесса. Введя в калькулятор свойств газов [4] состав смеси ($O_2:9,0M$; $CO_2:12,0M$; $H_2O:10,5M$; $N_2:68,5M$), получим: $h_1 = 1647,1$ кДж/кг; $s_1 = 8,2531$ кДж/(кг·К). Процесс обратимый, следовательно $s_2 = s_1$. Поэтому с помощью калькулятора свойств газов для конечного состояния процесса по p_2 и s_2 найдем $h_2 = 818,8$ кДж/кг; $t_2 = 460,9^\circ\text{C}$.

В турбине совершает работу поток, поэтому, согласно (2.18), $l_T = h_1 - h_2$, и с учетом необратимости процесса

$$N_T = m \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T = 50 \cdot (1647,1 - 818,8) \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} = 37,27 \text{ МВт.}$$

Для нахождения температуры на выходе из турбины $t_{2д}$ вычислим энтальпию $h_{2д}$. Так как $\eta_{oi}^T = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}$, то $h_{2д} = h_1 - \eta_{oi}^T \cdot (h_1 - h_2) = 1647,1 - 0,9 \cdot (1647,1 - 818,8) = 901,6$ кДж/кг. По этой величине с помощью калькулятора свойств газов найдем $t_{2д} = 528,8^\circ\text{C}$.

Ответ. $t_{2д} = 528,8^\circ\text{C}$, $N_T = 37,27$ МВт, диаграмма на рис. 6.8.

6.13. В холодильной камере температура $t_x = -15^\circ\text{C}$ поддерживается с помощью холодильной машины, работающей по обратному циклу Карно (рис. 6.9). В этом цикле процесс 1–2 необратимый адиабатный, а все другие процессы – обратимые. Определите холодильный коэффициент ($\varepsilon = Q_X / L_H$) и интеграл Клаузиуса этого цикла

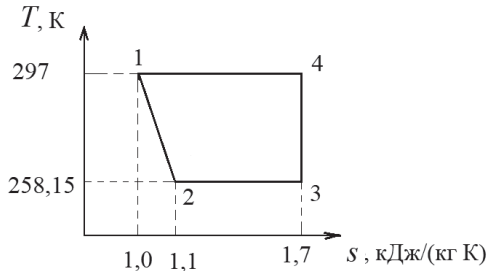


Рис. 6.9. К задаче 6.13

Ответ: $\varepsilon = 2,9$; $\oint \frac{dq}{T} = -0,1$ кДж/(кг·К).

6.14. На рисунке 6.10 изображен обратимый цикл, совершаемый смесью газов состава $\omega_{CO_2} = 15\%$, $\omega_{CO} = 5\%$, $\omega_{N_2} = 80\%$. Параметры точек цикла: $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 30^\circ\text{C}$, $t_3 = 1050^\circ\text{C}$, $\varepsilon = v_1/v_2 = 10$. Определите средние температуры подвода и отвода теплоты в цикле, его термический КПД и термический КПД цикла Карно, осуществляемого в диапазоне предельных температур.

Решение.

Все свойства смеси определяем с помощью калькулятора свойств газов [4], введя в него состав смеси (CO₂:15.0М:CO:5.0М:N₂:80.0М) и t_1 , и p_1 получаем $R = 0,2806$ кДж/(кг·К), $h_1 = 300,04$ кДж/кг, $s_1 = s_1^0 = 6,7184$ кДж/(кг·К), $v_1 = 0,8507$ м³/кг.

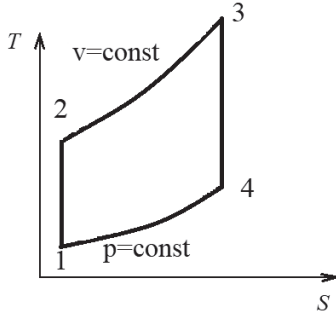


Рис. 6.10. К задаче 6.14

Для изоэнтропного процесса 1 – 2 формулу (6.11) преобразуем к виду

$$s_2 - s_1 = s_2^0 - s_1^0 - R \cdot \ln \frac{R \cdot T_2 \cdot v_1}{v_2 \cdot R \cdot T_1} = s_2^0 - s_1^0 - R \cdot \ln \varepsilon - R \cdot \ln T_2 + R \cdot \ln T_1 = 0.$$

Отсюда

$$s_2^0 - R \cdot \ln T_2 = s_1^0 + R \cdot \ln \varepsilon - R \cdot \ln T_1 = 6,7484 + 0,2806 \cdot \ln 10 - 0,2806 \cdot \ln 303,15 = 5,7911 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

По этому значению методом итерации находим

$$T_2 = 704,45 \text{ К} = 431,3^\circ\text{C}, u_2 = 525,1 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Рассчитаем давление $p_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_1/\varepsilon} = \frac{0,2806 \cdot 704,45}{0,8507/10} = 2,324$ МПа и по формуле (5.2) для изохорного процесса $p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 2,324 \cdot \frac{1323,15}{704,45} = 4,364$ МПа.

По t_3 и p_3 определяем $s_3 = 7,2791$ кДж/(кг·К), $u_3 = 1079,6$ кДж/кг.

По $s_4 = s_3$ и $p_4 = p_1$ находим $T_4 = 522,6 \text{ К} = 249,4^\circ\text{C}$, $h_4 = 526,49$ кДж/кг.

Средняя температура подвода теплоты в цикле (6.6):

$$T_{1\text{cp}} = \frac{u_3 - u_2}{s_3 - s_2} = \frac{1079,6 - 525,1}{7,2791 - 6,7184} = 988,9 \text{ К}.$$

Средняя температура отвода теплоты в цикле (6.7):

$$T_{2\text{cp}} = \frac{h_4 - h_1}{s_4 - s_1} = \frac{526,49 - 300,04}{7,2791 - 6,7184} = 403,9 \text{ К}.$$

Термический КПД цикла рассчитаем по (6.8):

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{T_{2cp}}{T_{1cp}} = 1 - \frac{403,9}{988,9} = 0,592.$$

Термический КПД цикла Карно:

$$\eta_{\Gamma}^K = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{303,15}{1323,15} = 0,771.$$

Ответ: $T_{1cp} = 988,9$ К, $T_{2cp} = 403,9$ К, $\eta_{\Gamma} = 0,592$, $\eta_{\Gamma}^K = 0,771$.

6.15. В сосуде емкостью $V = 20$ л находятся 2 кг аргона ($\mu_{Ar} = 39,95$ кг/кмоль) при температуре окружающей среды $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$. Определите эксергию этого аргона. Давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа.

Ответ: $E = 382$ кДж.

6.16. Температура газов на выходе из газовой турбины при давлении $p = 0,1$ МПа составляет $t = 468^{\circ}\text{C}$. Какова эксергия теплоты, которая может выделиться при охлаждении 1 кг газа до параметров среды $p_0 = 0,1$ МПа и $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$? Изобразите её в диаграмме T, s . Примите, что свойства газа совпадают со свойствами воздуха.

Ответ: $e = 184$ кДж/кг, рис. 6.3.

6.17. Теплота, отбираемая от уходящих из газовой турбины газов (смотри задачу 6.16), может быть использована в утилизионной энергетической установке. Определите термический КПД идеализированного (воображаемого?) обратимого цикла этой установки.

Ответ: $\eta_t = 0,397$.

6.18. Определите эксергию 1 кг азота в потоке с параметрами: давление $p = 1,8$ МПа и температура $t = 600^{\circ}\text{C}$, движущемся с небольшой скоростью. Параметры окружающей среды: давление $p_0 = 0,1$ МПа, температура $t_0 = 15^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $e = 537$ кДж/кг.

6.19. 2 кг оксида азота NO ($\mu_{NO} = 30$ кг/кмоль) и 3 кг аргона Ar ($\mu_{Ar} = 39,95$ кг/кмоль) смешиваются при постоянном давлении. Рассчитайте увеличение энтропии и потерю эксергии газов, которые произойдут при смешении. Температура окружающей среды $t = 10^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $\Delta s = 0,8151$ кДж/(К), $\Delta E = 230,8$ кДж.

6.20. В рабочей камере лаборатории должен быть воздух при давлении $p_0 = 0,1$ МПа и температуре $T = 350$ К. Это можно получить смешением двух частей воздуха: горячей при температуре $T_Г = 800$ К и холодной – при температуре окружающей среды $T_0 = 290$ К. Обе части имеют давление $p_0 = 0,1$ МПа. Определите требуемое соотношение количеств воздуха этих частей и потерю эксергии, вызванную их смешением.

Решение.

Все вычисления будем проводить в расчете на 1 кг смеси. Найдем в таблице [2,3,5], или с помощью калькулятора свойств газов [4], значения свойств воздуха в заданных состояниях:

$$\begin{aligned} T_X = T_0 = 290 \text{ К} \quad h_X = h_0 = 290,4 \text{ кДж/кг} \quad s_X^0 = s_0^0 = 6,8368 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}, \\ T_{CM} = 350 \text{ К} \quad h_{CM} = 350,78 \text{ кДж/кг} \quad s_{CM}^0 = 7,0260 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}, \\ T_Г = 800 \text{ К} \quad h_Г = 822,38 \text{ кДж/кг} \quad s_Г^0 = 7,8871 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}, \end{aligned}$$

Массовую долю горячего воздуха вычислим из теплового баланса смешения (4.13)

$$\omega_Г \cdot h_Г + (1 - \omega_Г) \cdot h_X = h_{CM}; \quad \omega_Г = \frac{h_{CM} - h_X}{h_Г - h_X} = \frac{350,78 - 290,42}{822,38 - 290,42} = 0,11347.$$

$$\text{Тогда } \omega_X = 1 - \omega_Г = 1 - 0,11347 = 0,88653.$$

При смешении произойдет увеличение энтропии $\Delta s_{\text{сист}} = \Delta s_Г + \Delta s_X$.

Поскольку смешение происходит при неизменном давлении, то изменение энтропии частей воздуха обусловлено только изменением их температуры при необратимом теплообмене с конечной разностью температур

$$\begin{aligned} \Delta s_Г = \omega_Г \cdot (s_{CM}^0 - s_Г^0) = 0,11347 \cdot (7,0260 - 7,8871) = \\ = -0,097709 \text{ кДж/К}, \end{aligned}$$

$$\Delta s_X = \omega_X \cdot (s_{CM}^0 - s_X^0) = 0,88653 \cdot (7,0260 - 6,8368) = 0,16773 \text{ кДж/К},$$

$$\Delta s_{\text{сист}} = -0,097709 + 0,16773 = 0,070022 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Потерю эксергии определим по уравнению Гюи – Стодола (6.22):

$$\Delta e = T_0 \cdot \Delta s_{\text{сист}} = 290 \cdot 0,070022 = 20,306 \text{ кДж/кг}.$$

Потерю эксергии можно рассчитать, и определяя непосредственно значения эксергии системы до и после смешения. До смешения эксергией обладал только горячий воздух. Её можно рассчитать, как эксергию источника теплоты переменной температуры по формуле (6.21):

$$E_1 = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{1\text{cp}}}\right) = \omega_1 \cdot (h_1 - h_X) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{1\text{cp}}}\right),$$

$$\text{где} \quad T_{1\text{cp}} = \frac{h_1 - h_X}{s_1^0 - s_X^0} = \frac{822,38 - 290,42}{7,8871 - 6,8368} = 506,48 \text{ К}.$$

$$\text{Тогда } E_1 = 0,11347 \cdot (822,38 - 290,42) \cdot \left(1 - \frac{290}{506,48}\right) = 25,8 \text{ кДж}.$$

После смешения эксергией обладает вся смесь

$$E_{\text{см}} = (h_{\text{см}} - h_{\text{х}}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{см,ср}}}\right),$$

где $T_{\text{см,ср}} = \frac{h_{\text{см}} - h_{\text{х}}}{s_{\text{см}}^0 - s_{\text{х}}^0} = \frac{350678 - 290,42}{7,0260 - 6,8368} = 319,03 \text{ К}$

и $E_{\text{см}} = (350,78 - 290,42) \cdot \left(1 - \frac{290}{319,03}\right) = 5,492 \text{ кДж.}$

Потеря эксергии составит $\Delta E = E_1 - E_{\text{см}} = 25,800 - 2,492 = 20,308 \text{ кДж.}$

Как видно, оба способа вычисления потери эксергии приводят к одинаковому результату. Это и не удивительно, так как оба они являются лишь вариантами так называемого «энтропийного» метода анализа термодинамического совершенства технических систем.

Ответ: $\omega_{\text{г}} = 0,1135$, $\omega_{\text{х}} = 0,8865$, $\Delta E = 20,308 \text{ кДж.}$

6.21. Гелиостат солнечной энергетической установки направляет энергию падающего на его поверхность солнечного излучения в нагреватель (рис. 6.11). Здесь она затрачивается на нагревание расплава солей от температуры $t_a = 290^\circ\text{C}$ до $t_b = 565^\circ\text{C}$.

Далее он используется как теплоноситель для генерации водяного пара паротурбинной установки. Изобарная теплоёмкость $c_{p,c}$ (кДж/(кг·К)) расплава солей определяется формулой $c_{p,c} = 1,396 + 0,172 \cdot 10^{-3} \cdot T$. Энергетический КПД гелиостата $\eta_{\text{г}} = 0,75$, а нагревателя $\eta_{\text{н}} = 0,75$. Определите эксергетические КПД гелиостата и нагревателя раствора солей при условии, что $T_0 = 290 \text{ К}$.

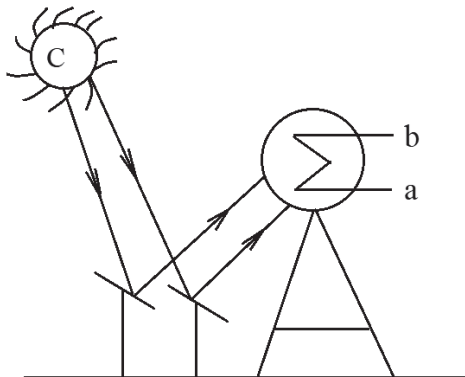


Рис. 6.11. К задаче 6.21

Решение.

Гелиостат получает и выдает энергию одной и той же природы (эксергетической ценности). Поэтому его эксергетический КПД совпадает с энергетическим т.е. $\eta_{e,r} = \eta_r = 0,75$.

Эксергетический КПД нагревателя вычислим по формуле (6.23) $\eta_{e,n} = e_{\text{получ}}/e_{\text{затр}}$. Эксергию, полученную 1 кг солей, найдем как $e_{\text{получ}} = q_{a-b} - T_0 \cdot \Delta S_{a-b}$.

$$q_{a-b} = \int_a^b c_{p,c} \cdot dT = \int_a^b (1,396 + 0,172 \cdot 10^{-3}) \cdot dT,$$

$$q_{a-b} = 1,396 \cdot (T_b - T_a) + 0,172 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{T_b^2 - T_a^2}{2} \right) = 1,396 \cdot (838,15 - 563,15) + 0,172 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{838,15^2 - 563,15^2}{2} \right) = 417,0 \text{ кДж/кг.}$$

$$\Delta S_{a-b} = \int_a^b \frac{c_{p,c} \cdot dT}{T} = \int_a^b \frac{(1,396 + 0,172 \cdot 10^{-3}) \cdot dT}{T} = 1,396 \cdot \ln \frac{838,15}{563,15} + 0,172 \cdot 10^{-3} \cdot (838,15 - 563,15) = 0,6024 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)},$$

$$e_{\text{получ}} = 417,0 - 290 \cdot 0,6024 = 242,3 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергия затраченной энергии солнечного излучения определяется как эксергия теплоты, полученной от источника постоянной температуры $T_H = 4500 \text{ K}$

$$e_{\text{затр}} = \frac{q_{a-b}}{\eta_n} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) = \frac{417,0}{0,90} \cdot \left(1 - \frac{290}{4500} \right) = 433,5 \text{ кДж/кг.}$$

И, окончательно, $\eta_{e,n} = e_{\text{получ}}/e_{\text{затр}} = 242,3/433,5 = 0,559$.

Ответ: $\eta_{e,r} = 0,75$, $\eta_{e,n} = 0,559$.

6.22. Проходя через распределительный клапан, поток метана ($\mu_{\text{CH}_4} = 16 \text{ кг/кмоль}$) адиабатно дросселируется так, что его давление уменьшается от $p_1 = 0,4 \text{ МПа}$ до $p_2 = 0,2 \text{ МПа}$. Допуская, что метан при таких параметрах обладает свойствами идеального газа, определите потерю его эксергии в расчете на 1 кг газа. Параметры окружающей среды: температура $t_0 = 15^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

Ответ: $\Delta e = 104 \text{ кДж/кг}$.

6.23. Дыхательная смесь для глубоководного погружения содержит 34% (по объему) кислорода и 66% азота. Определите её плотность и энтропию при давлении 5 бар и температуре 20°C , а также минимальную теоретическую работу разделения смеси на компоненты. Параметрами окружающей среды принять температуру $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и давление $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

Решение.

Найдем мольную массу смеси (4.2):

$$\mu_{\text{см}} = x_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} = 0,34 \cdot 32 + 0,66 \cdot 28 = 29,37 \text{ кг/кмоль}$$

и определим её плотность (1.8, 3.1) $\rho = \frac{\mu_{\text{см}} \cdot p}{R \cdot T} = \frac{29,37 \cdot 5 \cdot 10^2}{8,3145 \cdot 293,15} = 6,027 \text{ кг/м}^3$.

Для нахождения энтропии, рассчитаем вначале увеличение её при смешении, используя формулу (6.15):

$$\begin{aligned} \Delta \tilde{s}_{\text{смеш}} &= \tilde{R} \cdot \left(x_{\text{O}_2} \cdot \ln \frac{1}{x_{\text{O}_2}} + x_{\text{N}_2} \cdot \ln \frac{1}{x_{\text{N}_2}} \right); \\ \Delta \tilde{s}_{\text{смеш}} &= 8,3145 \cdot \left(0,34 \cdot \ln \frac{1}{0,34} + 0,66 \cdot \ln \frac{1}{0,66} \right) = 5,3299 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}, \\ \Delta s_{\text{смеш}} &= \frac{\Delta \tilde{s}_{\text{смеш}}}{\mu_{\text{см}}} = \frac{5,3299}{29,36} = 0,182 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Далее вычислим массовые доли компонентов (4.1):

$$\begin{aligned} \omega_{\text{O}_2} &= \frac{x_{\text{O}_2} / \mu_{\text{O}_2}}{x_{\text{O}_2} / \mu_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} / \mu_{\text{N}_2}} = \frac{0,34/32}{0,34/32 + 0,66/28} = 0,3107, \\ \omega_{\text{N}_2} &= 1 - \omega_{\text{O}_2} = 1 - 0,3706 = 0,6893 \end{aligned}$$

и по формуле (6.13) рассчитаем энтропию смеси, взяв значения s^0 в таблице [3]:

$$\begin{aligned} s_{\text{см}} &= \omega_{\text{O}_2} \cdot \left(s_{\text{O}_2}^0 - R_{\text{O}_2} \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right) + \omega_{\text{N}_2} \cdot \left(s_{\text{N}_2}^0 - R_{\text{N}_2} \cdot \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \right) + \Delta s_{\text{смеш}}, \\ s_{\text{см}} &= 0,3107 \cdot \left(6,395 - \frac{8,3145}{32} \cdot \ln 5 \right) + 0,6893 \times \\ &\times \left(6,822 - \frac{8,3145}{28} \cdot \ln 5 \right) + 0,182 = 6,124 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

При нахождении минимальной работы разделения смеси учтем, что она равна потере эксергии, которая обусловлена ростом энтропии при смешении компонентов. Потерю эксергии, а следовательно, и минимальную работу разделения, определим по уравнению Гюю – Стодола (6.22):

$$l_{\text{min}} = \Delta e = T_0 \cdot \Delta s_{\text{смеш}} = 283,15 \cdot 0,182 = 51,53 \text{ кДж/кг}.$$

Ответ: $\rho = 6,027 \text{ кг/м}^3$, $s_{\text{см}} = 6,124 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, $l_{\text{min}} = 51,53 \text{ кДж/кг}$.

6.24. В смеси диоксида углерода CO_2 и азота N_2 массовая доля диоксида углерода составляет $\omega_{\text{CO}_2} = 0,2$. Определите минимальную теоретическую работу разделения смеси на компоненты. Температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $l_{\text{min}} = 32,3 \text{ кДж/кг}$.

6.25. Теплота в количестве $Q = 1000$ кДж от источника с постоянной температурой $t_1 = 1000^\circ\text{C}$ передается источнику с температурой $t_2 = 800^\circ\text{C}$ без потерь. Определите потерю эксергии теплоты, если температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $\Delta E_Q = 42,2$ кДж.

6.26. Тепловыделяющий элемент атомного реактора имеет температуру $t_T = 400^\circ\text{C}$, постоянную по всей его длине. Элемент омывается водой под давлением $p_b = 15$ МПа, температура которой в процессе изобарного нагрева изменяется от $t_a = 280^\circ\text{C}$ до $t_b = 320^\circ\text{C}$. Изобарная теплоёмкость воды $c_p = 5,63$ кДж/(кг·К). Определите потерю эксергии теплоты, выделяемой при ядерной реакции, в расчете на один кг воды. Параметры окружающей среды: температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,1$ МПа.

Решение.

Потерю эксергии теплоты определим по уравнению Гюи – Стодола (6.22) $\Delta e_q = T_0 \cdot \Delta s_{\text{сист}}$, где изменение энтропии системы $\Delta s_{\text{сист}}$ представим как сумму изменений энтропии тепловыделяющего элемента Δs_T и воды Δs_B .

$$\Delta s_{\text{сист}} = \Delta s_T + \Delta s_B.$$

Изменение энтропии элемента вычислим как

$$\Delta s_T = \frac{-q}{T_T} = \frac{-c_p \cdot (t_b - t_a)}{T_T} = \frac{-5,63 \cdot (320 - 280)}{673,15} = -0,33455 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

а изменение энтропии воды рассчитаем по формуле (6.10):

$$\Delta s_B = c_B \cdot \ln \frac{T_b}{T_a} = 5,63 \cdot \ln \frac{593,15}{553,15} = 0,39308 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Тогда

$$\Delta s_{\text{сист}} = \Delta s_T + \Delta s_B = -0,33455 + 0,39308 = 0,058553 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

и потеря эксергии теплоты составит

$$\Delta e_q = 293,15 \cdot 0,058553 = 17,2 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

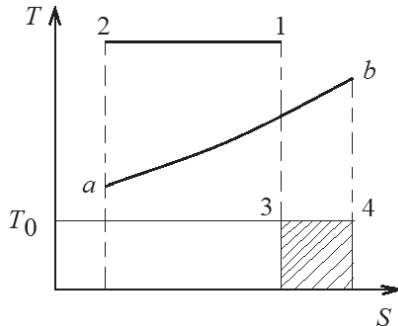


Рис. 6.12. К задаче 6.26

В условной диаграмме T, s (рис. 6.12), где начала отсчета линий процессов смещены, эта величина представлена заштрихованной площадью.

Ответ: $\Delta e_q = 17,2$ кДж/кг.

6.27. На выходе из газовой турбины поток газа при давлении $p = 0,105$ МПа имеет температуру $t = 470^\circ\text{C}$ и скорость $w = 100$ м/с. Определите эксергию газа, если параметры окружающей среды равны: давление $p_0 = 0,1$ МПа и температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Предположите, что свойства газа совпадают со свойствами воздуха.

Ответ: $e = 190,6$ кДж/кг.

6.28. Воздух для горения топлива в паровом котле электростанции поступает в противоточный воздухоподогреватель при давлении 115 кПа и температуре $t_1 = 40^\circ\text{C}$ и нагревается дымовыми газами до температуры t_2 . Температура греющих газов изменяется от $t_3 = 380^\circ\text{C}$ до $t_4 = 120^\circ\text{C}$ при неизменном давлении 0,1 МПа. Отношение расходов теплоносителей $m_{\Gamma}/m_{\text{B}} = 1,08$.

Определите конечную температуру воздуха t_2 , количество теплоты, полученной им в расчете на 1 кг, потерю эксергии, эксергетический КПД теплообменника. Примите, что свойства газов совпадают со свойствами воздуха, а параметры окружающей среды: давление $p = 0,1$ МПа и температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Решение.

Количество теплоты, полученной 1 кг воздуха (взятой от газа), определим из уравнения теплового баланса, применив уравнение первого закона термодинамики (2.20) с учётом $dl_{\text{тех}} = 0, wdw = 0$:

$$q = m_{\text{B}} \cdot (h_2 - h_1) = m_{\Gamma} \cdot (h_3 - h_4).$$

Отсюда

$$q = (h_2 - h_1) = (m_{\Gamma}/m_{\text{B}}) \cdot (h_3 - h_4) = 1,08 \cdot (663,6 - 394,4) = 290,8 \text{ кДж/кг},$$

и
$$h_2 = h_1 + q = 313,7 + 290,8 = 604,4 \text{ кДж/кг}.$$

По этой величине в таблице (так же, как значения других свойств) находим $t_2 = 324^\circ\text{C}$.

Для определения эксергетического КПД воспользуемся уравнением (6.25)

$$\eta_e = 1 - \frac{T_0 \cdot \Delta s_{\text{сист}}}{\Delta e_{\text{охл}}},$$

где изменение энтропии системы представим как $\Delta s_{\text{сист}} = \Delta s_{\text{B}} + \Delta s_{\Gamma}$.

Вычислим эти величины по формуле (6.11)

$$\begin{aligned}\Delta s_B &= s_2^0 - s_1^0 - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 7,5732 - 6,9140 - \frac{8,3145}{28,96} \cdot \ln\left(\frac{105}{115}\right) = \\ &= 0,6853 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)} \\ \Delta s_\Gamma &= (s_4^0 - s_3^0) \cdot (m_\Gamma/m_B) = (7,1435 - 7,6680) \cdot 1,08 = -0,5665 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.\end{aligned}$$

Тогда $\Delta s_{\text{сист}} = 0,1188 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ и потеря эксергии по уравнению Гюи – Стодола (6.22) составляет $\Delta e = T_0 \cdot \Delta s_{\text{сист}} = 293,15 \cdot 0,1188 = 34,8 \text{ кДж/кг}$.

Далее, используя уравнение (6.18) при $\frac{w^2}{2} = 0$, рассчитаем

$$\begin{aligned}\Delta e_{\text{охл}} &= (m_\Gamma/m_B) \cdot (e_3 - e_4) = (m_\Gamma/m_B) \cdot [(h_3 - h_4) - T_0 \cdot (s_3^0 - s_4^0)]; \\ \Delta e_{\text{охл}} &= 1,08 \cdot [(663,6 - 394,4) - 293,15 \cdot (7,6680 - 7,1435)] = \\ &= 124,7 \text{ кДж/кг},\end{aligned}$$

и эксергетический КПД подогревателя

$$\eta_e = 1 - \frac{34,8}{124,7} = 0,721.$$

Определение эксергетического КПД теплообменника может быть проведено и несколько иным путем без применения формулы Гюи – Стодола. В этом случае после нахождения конечной температуры воздуха t_2 потеря эксергии рассчитывается как разность затраченной и полученной эксергии $\Delta e = e_{\text{затр}} - e_{\text{получ}}$,

$$\begin{aligned}\text{где} \quad e_{\text{получ}} &= e_2 - e_1 = \left[(h_2 - h_1) - T_0 \cdot \left[(s_2^0 - s_1^0) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \right] \right], \\ e_{\text{получ}} &= \left[(604,4 - 313,6) - 293,15 \cdot \left[(7,5732 - 6,9140) - \frac{8,3145}{28,96} \cdot \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \ln\left(\frac{115}{105}\right) \right] \right] = 89,9 \text{ кДж/кг}, \text{ а } e_{\text{затр}} = \Delta e_{\text{охл}} = 124,7 \text{ кДж/кг}.\end{aligned}$$

Тогда потеря эксергии $\Delta e = 124,7 - 89,9 = 34,8 \text{ кДж/кг}$ и эксергетический КПД теплообменника по (6.23) составит

$$\eta_e = \frac{e_{\text{получ}}}{e_{\text{затр}}} = \frac{89,9}{124,7} = 0,721.$$

Это результат еще раз демонстрирует (см. задачу 6.20), что оба способа вычисления потери эксергии приводят к одинаковому результату, так как оба они являются лишь вариантами так называемого «энтропийного» метода анализа термодинамического совершенства технических систем

Ответ: $t_2 = 324^\circ\text{C}$, $q = 290,8 \text{ кДж/кг}$, $\Delta e = 34,8 \text{ кДж/кг}$, $\eta_e = 0,721$.

6.29. Газы, образовавшиеся при сгорании топлива в паровом котле, при постоянном давлении $p = 0,1$ МПа охлаждаются от температуры $t_1 = 1800^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_2 = 110^\circ\text{C}$, отдавая теплоту на производство водяного пара. Тепловые потери при этом составляют 3%. Водяной пар используется в паротурбинной установке, термический КПД которой $\eta_t = 0,42$. Определите эксергетический КПД установки, если параметры окружающей среды: $t_0 = 10^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,1$ МПа. Примите, что свойства газов идентичны свойствам воздуха.

Решение.

Используя понятие термического КПД (6.4) $\eta_t = \frac{l}{q_1}$, определим количество теплоты, затрачиваемой на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$q = \frac{3600}{\eta_t} = \frac{3600}{0,42} = 8571 \text{ кДж.}$$

Эта теплота получена от m кг газов (2.20)

$$m = \frac{q}{0,97 \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{8571}{0,97 \cdot (2344,2 - 384,3)} = 4,508 \text{ кг}$$

и их эксергию найдем по (6. 18) при $w = 0$.

$$\begin{aligned} E_{\text{затр}} &= m \cdot (e_1 - e_2) = m \cdot [(h_1 - h_2) - T_0 \cdot (s_1^0 - s_2^0)], \\ E_{\text{затр}} &= 4,508 \cdot [(2344,2 - 384,3) - 283,15 \cdot (9,0136 - 7,1174)] = \\ &= 6414,8 \text{ кДж.} \end{aligned}$$

Эксергетический КПД рассчитаем по формуле (6.23)

$$\eta_e = \frac{E_{\text{получ}}}{E_{\text{затр}}} = \frac{3600}{6414,8} = 0,561.$$

Ответ: $\eta_e = 0,561$.

7. СВОЙСТВА И ПРОЦЕССЫ РЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ВОДЯНОГО ПАРА

Основные формулы

Основное отличие реального газа от идеального заключается в том, что реальные газы могут конденсироваться с образованием жидкой и твёрдой фаз, в то время как идеальный газ при любых давлениях и температурах остаётся газом. Линии насыщения (т.т.-К), плавления (т.т.-а) и сублимации (т.т.-b) на p, T -диаграмме делят p, T -поверхность (рис 7.1) на области, соответствующие трём агрегатным состояниям – твёрдому, жидкому и газообразному состоянию.

На линиях перехода вещества из одной фазы в другую выполняются условия фазового равновесия

$$p_1 = p_2, T_1 = T_2, \mu_1 = \mu_2, \quad (7.1)$$

где p_1, p_2 – давление фаз; T_1, T_2 – температура фаз; μ_1, μ_2 – химические потенциалы двух фаз, сосуществующих при этом переходе

$$\mu = h - T's \quad (7.2)$$

на линии плавления $\mu_{\text{тв}} = \mu_{\text{жидк}}$,

на линии насыщения $\mu_{\text{жидк}} = \mu_{\text{пар}}$,

на линии сублимации $\mu_{\text{тв}} = \mu_{\text{пар}}$.

В тройной точке (т.т.) возможно сосуществование трёх фаз: твёрдой, жидкой и газообразной и равенство химических потенциалов $\mu_{\text{тв}} = \mu_{\text{жидк}} = \mu_{\text{пар}}$.

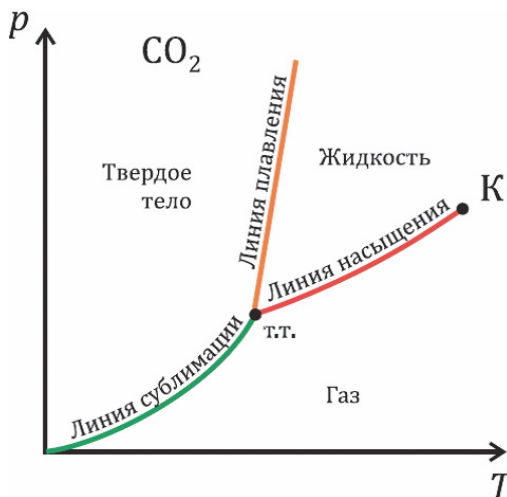


Рис. 7.1. Фазовая p, T - диаграмма реального газа

Линии фазового перехода обычно описываются эмпирическими уравнениями. В первом приближении кривая насыщения и кривая сублимации могут быть описаны уравнением Антуана:

$$\ln p = A - B/(T + C), \quad (7.3)$$

в котором A , B и C – константы. Если константа $C = 0$, уравнение (7.3) упрощается:

$$\ln p = A - B/T. \quad (7.4)$$

Теплота фазового перехода $q_{\text{ф.п.}}$ определяется уравнением Клапейрона–Клаузиуса

$$q_{\text{ф.п.}} = T \cdot \Delta v \cdot \left(\frac{dp}{dT} \right)_{\text{ф.п.}}, \quad (7.5)$$

где Δv – разность удельных объёмов сосуществующих при фазовом переходе фаз, $(dp/dT)_{\text{ф.п.}}$ – производная вдоль линии фазового перехода.

Таким образом: теплота парообразования

$$r = T \cdot (v_{\text{пар}} - v_{\text{жидк}}) \cdot \left(\frac{dp}{dT} \right)_{\text{нас}}; \quad (7.5 \text{ а})$$

теплота плавления

$$q_{\text{плав}} = T \cdot (v_{\text{жид}} - v_{\text{тв}}) \cdot \left(\frac{dp}{dT} \right)_{\text{пл}}; \quad (7.5 \text{ б})$$

теплота сублимации

$$q_{\text{сб}} = T \cdot (v_{\text{пар}} - v_{\text{тв}}) \cdot \left(\frac{dp}{dT} \right)_{\text{сб}}. \quad (7.5 \text{ в})$$

Уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a}{v^2}, \quad (7.6)$$

является термическим уравнением состояния реального газа, уравнением третьей степени относительно удельного объема v и относящимся к классу единых уравнений состояния, описывающих области пара, жидкости и надкритическую область параметров состояния. Константы a и b уравнения (7.6) обычно определяют, используя, кроме уравнения (7.6), условия на критической изотерме в критической точке:

$$\left(\frac{dp}{dv} \right)_{T_{\text{кр}}} = 0; \quad \left(\frac{d^2p}{dv^2} \right)_{T_{\text{кр}}} = 0. \quad (7.7)$$

Вириальное уравнение состояния также является единым термическим уравнением состояния и представляет собой разложение коэффициента сжимаемости

$$z = pv/(RT) \quad (7.8)$$

в ряд по степеням плотности $\rho = 1/v$

$$z = 1 + B/\nu + C/\nu^2 + D/\nu^3 + \dots, \quad (7.9)$$

где B , C , D , ... – второй, третий, четвёртый и т.д. вириальные коэффициенты, зависящие только от температуры.

Уравнением состояния в вириальной форме является разложение коэффициента сжимаемости z (7.8) в ряд по степеням давления p :

$$z = 1 + B'p + C'p^2 + D'p^3 + \dots, \quad (7.10)$$

где B', C', D', \dots – коэффициенты, также называемые вириальными.

В отличие от уравнения (7.9), уравнение (7.10) – это локальное уравнение состояния, чаще используемое для области перегретого пара и резе для области жидкости.

Дифференциальные уравнения термодинамики связывают различные термодинамические свойства вещества. Некоторые из них приведены ниже.

Уравнения Максвелла:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \quad (7.11)$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p. \quad (7.12)$$

Уравнения, связывающие термические и калорические свойства:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = -p + T\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v; \quad (7.13)$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p; \quad (7.14)$$

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 p}{\partial T^2}\right)_v; \quad (7.15)$$

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_p. \quad (7.16)$$

В расчетах свойств влажного насыщенного водяного пара используются понятия: степень сухости x и степень влажности пара y :

$$x = m'' / (m' + m''), \quad 0 \leq x \leq 1, \quad (7.17)$$

$$y = m' / (m' + m''), \quad 0 \leq y \leq 1, \quad (7.18)$$

$$y = 1 - x, \quad (7.19)$$

где m' – масса кипящей жидкости; m'' – масса сухого насыщенного пара.

Формулы для расчета термических и калорических свойств влажного пара:

$$v_x = v'(1-x) + v''x = v' + x \cdot (v'' - v'); \quad (7.20)$$

$$h_x = h' \cdot (1-x) + h'' \cdot x = h' + x \cdot (h'' - h') = h' + r \cdot x; \quad (7.21)$$

$$u_x = u'(1-x) + u''x = u' + x \cdot (u'' - u'); \quad (7.22)$$

$$s_x = s' \cdot (1-x) + s''x = s' + x \cdot (s'' - s') = s' + r \cdot x / T, \quad (7.23)$$

где все величины с индексом (') соответствуют состоянию жидкости при температуре кипения (кипящая жидкость); с индексом (") – состоянию сухого насыщенного пара; индекс (x) – состоянию влажного пара.

Расчет равновесных процессов для водяного пара (неподвижная система) производится по уравнениям первого и второго законов термодинамики (2.11) – (2.13) и (6.2):

– изохорный процесс ($v = \text{const}$)

$$q = u_2 - u_1, \quad l = 0; \quad (7.24)$$

– изобарный процесс ($p = \text{const}$)

$$q = h_2 - h_1, \quad (7.25)$$

$$l = p (v_2 - v_1); \quad (7.26)$$

– изотермический процесс ($T = \text{const}$)

$$q = T \cdot (s_2 - s_1) \quad (7.27)$$

$$l = q - (u_2 - u_1); \quad (7.28)$$

– адиабатный процесс ($s = \text{const}$)

$$l = u_1 - u_2, \quad q = 0. \quad (7.29)$$

Расчет процессов для стационарного потока при условии

$$dq = dw^2 / 2 = gdx = 0$$

основывается на уравнении первого закона термодинамики (2.10):

– адиабатный обратимый процесс ($s = \text{const}$)

$$l_{\text{техн}} = h_1 - h_2; \quad (7.30)$$

– адиабатный необратимый процесс ($dq = 0$)

$$l_{\text{техн}} = h_1 - h_{2\text{д}}, \quad (7.31)$$

где $h_{2\text{д}}$ – действительное значение энтальпии в конце процесса.

Расчет теплоты, подведенной к потоку вещества или отведенной от него при условии $dw^2/2 = gdx = dl_{\text{техн}} = 0$:

$$q = h_2(T_2, p_2) - h_1(T_1, p_1). \quad (7.32)$$

При решении задач для определения свойств водяного пара следует пользоваться таблицами [2] или калькулятором свойств водяного пара [4].

Задачи

7.1. Давление насыщения аммиака (NH_3) описано уравнением Антуана (7.3) $\ln p = A - B/(T + C)$, в котором $A = 14,93$, $B = 2133 \text{ К}$, $C = -33,0 \text{ К}$; p , кПа; T , К. Определите давление насыщения и теплоту парообразования аммиака при температуре -20°C . Рассчитайте отклонения (в процентах) полученных результатов от табличных значений $p_{s, \text{табл}} = 190 \text{ кПа}$ и $r_{\text{табл}} = 1329 \text{ кДж/кг}$.

Решение.

Давление насыщения $\ln p_s = A - B/(T + C) = 14,93 - 2133 / (273,15 - 20 - 33,0) = 5,241$, откуда $p_s = 189$ кПа. Абсолютное отклонение от табличного значения составляет $\Delta p_s = |p_s - p_{s, \text{табл}}| = |189 - 190| = 1$ кПа, а относительное отклонение $\delta p_s = (\Delta p_s / p_{s, \text{табл}}) \cdot 100\% = (1/190) \cdot 100\% = 0,5\%$.

Теплота парообразования определяется по уравнению Клапейрона – Клаузиуса (7.5а) $r = T \cdot (v_{\text{пар}} - v_{\text{жидк}}) \cdot \left(\frac{dp}{dT}\right)_{\text{нас}}$, в котором

$$\left(\frac{dp}{dT}\right)_{\text{нас}} = \frac{d}{dT} \exp[A - B/(T + C)] = p \cdot B / (T + C)^2.$$

Пренебрегая удельным объемом жидкости $v_{\text{жидк}}$ (так как $v_{\text{жидк}} \ll v_{\text{пар}}$) и считая пар идеальным газом ($v_{\text{пар}} = RT/p$), получаем

$$\begin{aligned} r &= T \cdot (v_{\text{пар}} - v_{\text{жидк}}) \cdot \left(\frac{dp}{dT}\right)_{\text{нас}} = R \cdot B / (1 + C/T)^2 = \\ &= \frac{8,3145}{17,03} \cdot 2133 / (1 - 33,0/253,15)^2 = 1377 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Абсолютное отклонение от табличного значения составляет $\Delta r = r - r_{\text{табл}} = 1377 - 1329 = 48$ кДж/кг, а относительное отклонение $\delta r = (\Delta r / r_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (48/1329) \cdot 100\% = 3,6\%$.

Ответ: $p_s = 189$ кПа, $\delta p_s = 0,5\%$, $r = 1377$ кДж/кг, $\delta r = 3,6\%$.

7.2. Давление насыщения водяного пара при невысоких параметрах описано уравнением Антуана (7.5а) $\ln p = A - B / (T + C)$, в котором $A = 16,2686$, $B = 3816,44$ К, $C = -46,13$ К; p , кПа; T , К. Определите температуру насыщения и теплоту парообразования водяного пара при давлениях 5 кПа и 500 кПа. Рассчитайте отклонения ($t_s - v$ °С, $r - v$ %) полученных результатов от табличных значений, которые следует определить или по таблицам [2], или используя программу [4].

Ответ: при 5 кПа $t_s = 33,0^\circ\text{С}$, $t_{s, \text{табл}} = 32,9^\circ\text{С}$, $\Delta t_s = 0,1^\circ\text{С}$, $r = 2442$ кДж/кг, $r_{\text{табл}} = 2423$ кДж/кг, $\delta r = 0,8\%$; при 500 кПа $t_s = 151,82^\circ\text{С}$, $t_{s, \text{табл}} = 151,84^\circ\text{С}$, $\Delta t_s = 0,02^\circ\text{С}$, $r = 2216$ кДж/кг, $r_{\text{табл}} = 2108$ кДж/кг, $\delta r = 5\%$.

7.3. Определите давление насыщения и теплоту парообразования фреона R134а ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) при температурах 220 К и 270 К. Кривая насыщения фреона R134а имеет вид уравнения Антуана (7.3), в котором $A = 14,6052$, $B = 2201$ К, $C = -26,54$ К; p , кПа; T , К. Рассчитайте отклонения (в процентах) полученных результатов от табличных значений: при 220 К $p_{s, \text{табл}} = 24,4$ кПа и $r_{\text{табл}} = 234$ кДж/кг и при 270 К $p_{s, \text{табл}} = 261$ кПа и $r_{\text{табл}} = 201$ кДж/кг.

Ответ: при 220 К $p_s = 25,2$ кПа, $\delta p_s = 3\%$, $r = 232$ кДж/кг, $\delta r = 0,8\%$; при 270 К $p_s = 257$ кПа, $\delta p_s = 1,5\%$, $r = 220$ кДж/кг, $\delta r = 9,5\%$.

7.4. Определите температуру «сухого льда»¹, находящегося на открытом воздухе, если барометрическое давление равно 735 мм рт. ст. Какой станет температура «сухого льда» и как она изменится, если барометрическое давление повысится до 760 мм рт. ст. Уравнение кривой сублимации CO_2 – это уравнение Антуана (7.3), в котором $A = 20,5748$, $B = 3103,39$ К, $C = -0,16$ К; p , кПа; T , К.

Ответ: при $B = 735$ мм рт. ст. $T_{\text{сб}} = 194,25$ К $= -78,9^\circ\text{C}$, при 760 мм рт. ст. $T_{\text{сб}} = 194,65$ К $= -78,5^\circ\text{C}$; температура «сухого льда» увеличится на $0,4^\circ\text{C}$.

7.5. Давление насыщения p_s и давление сублимации $p_{\text{сб}}$ аммиака (NH_3) описываются уравнениями (7.4): $\ln p_s = 17,47 - 3063 / T$ и $\ln p_{\text{сб}} = 21,01 - 3754 / T$; p , кПа, T , К. Определите для аммиака в тройной точке температуру, давление, теплоту парообразования, сублимации и плавления.

Решение.

В тройной точке сходятся линии насыщения, сублимации и плавления. Поэтому здесь, согласно условиям фазового равновесия (7.1), $p_s = p_{\text{сб}} = p_{\text{пл}} = p_{\text{тт}}$; $T_{\text{тв}} = T_{\text{ж}} = T_{\text{пар}} = T_{\text{тт}}$. Решая уравнение $\ln p_s = \ln p_{\text{сб}}$

$$17,47 - 3063 / T = 21,01 - 3754 / T,$$

получаем температуру $T_{\text{тт}} = 195,2$ К в тройной точке аммиака. Давление в тройной точке рассчитывается по уравнению линии насыщения $\ln p_{\text{тт}} = \ln p_s = 17,47 - 3063 / T_{\text{тт}} = 1,778$ (или по уравнению линии сублимации $\ln p_{\text{тт}} = \ln p_{\text{сб}} = 21,01 - 3754 / T_{\text{тт}} = 1,778$). Откуда $p_{\text{тт}} = 5,92$ кПа.

Выражение для теплоты парообразования, определяемое по уравнению Клапейрона – Клаузиуса (7.5а), было получено для уравнения Антуана при решении задачи 7.3. Используемые в настоящей задаче уравнения линий фазовых переходов (7.4) представляют собой уравнения Антуана (7.3), в которых коэффициент $C = 0$. Поэтому в нашей задаче $r = R \cdot B = (8,314 / 17,03) \cdot 3063 = 1495,4$ кДж/кг. Аналогично определяется теплота сублимации (7.3в) $q_{\text{сб}} = R \cdot B = (8,3145 / 17,03) \cdot 3754 = 1832,8$ кДж/кг.

Для определения теплоты плавления представим процесс сублимации (твердое состояние \rightarrow пар), как сумму двух процессов: плавления (твердое состояние \rightarrow жидкость) и парообразования (жидкость \rightarrow пар). Соответственно, теплота сублимации – это сумма теплоты плавления и теплоты парообразования $q_{\text{сб}} = q_{\text{пл}} + r$.

Откуда $q_{\text{пл}} = q_{\text{сб}} - r = 1832,8 - 1495,4 = 337,4$ кДж/кг.

Ответ: $T_{\text{тт}} = 195,2$ К, $p_{\text{тт}} = 5,92$ кПа, $r = 1495,4$ кДж/кг,
 $q_{\text{сб}} = 1832,8$ кДж/кг, $q_{\text{пл}} = 337,4$ кДж/кг.

¹ «Сухой лед» — это твердый диоксид углерода (CO_2), который при атмосферном давлении в процессе сублимации испаряется без образования жидкой фазы.

7.6. Считая известными значения констант a и b уравнения Ван-дер-Ваальса, получите формулы для расчета критических параметров $p_{кр}$, $T_{кр}$ и $v_{кр}$ реального газа.

Решение.

Используем для уравнения Ван-дер-Ваальса (7.6):

$$p = \frac{R \cdot T}{v-b} - \frac{a}{v^2}, \quad (a)$$

условия на изотерме в критической точке (7.7):

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{T_{кр}} = 0; \quad \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{T_{кр}} = -\frac{R \cdot T}{(v-b)^2} + \frac{2 \cdot a}{v^3}, \quad \frac{R \cdot T}{(v-b)^2} = \frac{2 \cdot a}{v^3}; \quad (b)$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{T_{кр}} = 0; \quad \left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{T_{кр}} = \frac{2 \cdot R \cdot T}{(v-b)^3} - \frac{6 \cdot a}{v^4} = 0; \quad \frac{R \cdot T}{(v-b)^3} = \frac{3 \cdot a}{v^4}. \quad (c)$$

Разделив (b) на (c), получаем выражение для удельного объема в критической точке:

$$v_{кр} - b = \frac{2 \cdot v_{кр}}{3}; \quad v_{кр} = 3 \cdot b. \quad (d)$$

Подставив (d) в (b), получаем выражение для температуры в критической точке:

$$\frac{R \cdot T_{кр}}{(3 \cdot b - b)^2} = \frac{2 \cdot a}{27 \cdot b^3}; \quad T_{кр} = \frac{8 \cdot a}{27 \cdot b \cdot R}. \quad (e)$$

Подставив (d) и (e) в (a), получаем выражение для давления в критической точке

$$p_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{v_{кр} - b} - \frac{a}{v_{кр}^2} = \frac{8 \cdot a}{27 \cdot b \cdot 2 \cdot b} - \frac{a}{9 \cdot b^2} = \frac{4 \cdot a - 3 \cdot a}{27 \cdot b^2} = \frac{a}{27 \cdot b^2}. \quad (f)$$

Ответ: $p_{кр} = \frac{a}{27 \cdot b^2}$; $T_{кр} = \frac{8 \cdot a}{27 \cdot b \cdot R}$; $v_{кр} = 3 \cdot b$.

7.7. Определите значения постоянных a и b уравнения Ван-дер-Ваальса для диоксида углерода (CO_2), если его критические параметры равны: $p_{кр} = 7,383$ МПа, $t_{кр} = 31,05^\circ\text{C}$, $v_{кр} = 0,002137$ м³/кг.

Решение.

Задача определения констант a и b по известным критическим параметрам не имеет однозначного решения. Действительно, полученные три уравнения [(d), (e) и (f) в решении задачи [7.6]:

$$p_{кр} = \frac{a}{27 \cdot b^2}; \quad T_{кр} = \frac{8 \cdot a}{27 \cdot b \cdot R}; \quad v_{кр} = 3 \cdot b$$

с двумя неизвестными (a и b), создают неопределённую систему уравнений. Каждой комбинации из двух выражений для критических параметров ($p_{кр}$ и $T_{кр}$; или $p_{кр}$ и $v_{кр}$; или $T_{кр}$ и $v_{кр}$) соответствуют свои константы a и b , найденные решением двух уравнений с двумя неизвестными a и b .

Найденные таким образом формулы для вычисления констант a и b приведены в табл. 7.1, а в табл. 7.2 даны численные значения констант для диоксида углерода.

Таблица 7.1

Выбранные критические параметры	a	b
$p_{кр}, T_{кр}$	$a = \frac{27 \cdot R^2 \cdot T_{кр}^2}{64 \cdot p_{кр}}$	$b = \frac{R \cdot T_{кр}}{8 \cdot p_{кр}}$
$p_{кр}, v_{кр}$	$a = 3 \cdot p_{кр} \cdot v_{кр}^2$	$b = v_{кр}/3$
$T_{кр}, v_{кр}$	$a = 9 \cdot R \cdot T_{кр} \cdot v_{кр}/8$	$b = v_{кр}/3$

Ответ:

Таблица 7.2

Выбранные критические параметры	$a, \text{Н} \cdot \text{м}^4/\text{кг}^2$	$b, \text{м}^3/\text{кг}$
$p_{кр}, T_{кр}$	188,8	0,000973
$p_{кр}, v_{кр}$	101,15	0,000712
$T_{кр}, v_{кр}$	138,20	0,000712

7.8. Состояние диоксида углерода (CO_2) задано параметрами: $T = 290 \text{ К}$, $v = 0,0148 \text{ м}^3/\text{кг}$. Рассчитайте давление CO_2 , используя уравнение Ван-дер-Ваальса и два критических параметра: 1) $p_{кр}$ и $T_{кр}$, 2) $p_{кр}$ и $v_{кр}$, 3) $T_{кр}$ и $v_{кр}$. Оцените отклонения полученных результатов (в процентах) от точного табличного значения давления $p = 3,0 \text{ МПа}$. При решении используйте константы a и b , рассчитанные в задаче 7.7 и приведенные в табл. 7.2.

Ответ:

Таблица 7.3

Выбранные критические параметры	$p, \text{МПа}$	$\delta p, \%$
$p_{кр}, T_{кр}$	3,10	3,4
$p_{кр}, v_{кр}$	3,43	14,2
$T_{кр}, v_{кр}$	3,26	8,6

PS: Считается, что из трех вариантов, наиболее точные значения свойств обеспечивают константы a и b , полученные при использовании $p_{кр}$ и $T_{кр}$, которые измерены с большей точностью, чем удельный объем $v_{кр}$. Полученные результаты расчета (см. табл. 7.3) не противоречат этому предположению.

7.9. Определите значения постоянных a и b уравнения Ван-дер-Ваальса для водяного пара по его критическим параметрам: $p_{кр}$ и $t_{кр}$. Рассчитайте по уравнению Ван-дер-Ваальса давления водяного пара в трех состояниях: 1) $t_1 = 290^\circ\text{C}$, $v_1 = 0,0607 \text{ м}^3/\text{кг}$, 2) $t_2 = 550^\circ\text{C}$, $v_2 = 0,028033 \text{ м}^3/\text{кг}$, 3) $t_3 = 600^\circ\text{C}$, $v_3 = 0,011444 \text{ м}^3/\text{кг}$ и определите отклонения (в процентах) рассчитанных значений давления от точных (табличных) значений. Критические параметры ($p_{кр}$, $t_{кр}$) водяного пара и точные (табличные) значения давлений $p_{табл}$ в трех состояниях определите по таблицам [2] или используя программу [4].

Примечание: Если возникнут затруднения в определении констант a и b уравнения Ван-дер-Ваальса, посмотрите решение задачи 7.7.

Ответ: $p_{кр} = 22,064 \text{ МПа}$, $t_{кр} = 373,946^\circ\text{C}$, $p_{1,табл} = 3,8 \text{ МПа}$, $p_{2,табл} = 12,5 \text{ МПа}$, $p_{3,табл} = 30 \text{ МПа}$. $a = 1705,4 \text{ Н} \cdot \text{м}^4/\text{кг}^2$; $b = 0,0016920 \text{ м}^3/\text{кг}$; $p_1 = 3,94 \text{ МПа}$, $\delta p_1 = 3,7\%$; $p_2 = 12,25 \text{ МПа}$, $\delta p_2 = 2,0\%$; $p_3 = 28,3 \text{ МПа}$, $\delta p_3 = 5,6\%$.

PS: Рассчитанные отклонения показывают, что уравнение Ван-дер-Ваальса в области перегретого пара правдоподобно передает характер p - v - T -зависимости водяного пара. Но для точного расчета тепловых процессов этого недостаточно – необходимо использовать таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара [2] или программу WaterSteamPro [4].

7.10. Покажите, что удельная изохорная теплоемкость c_v реального газа, подчиняющегося уравнению Ван-дер-Ваальса, зависит только от температуры и не зависит от объема.

Решение.

Имея в виду, что для индивидуального вещества в однофазной области любое термодинамическое свойство зависит от двух независимых параметров, например, $c_v = f(T, v)$, то доказательство независимости c_v от объема означает, что $(\partial c_v / \partial v)_T = 0$.

В доказательстве используется дифференциальное уравнение термодинамики (7.15)

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T \left(\frac{\partial^2 p}{\partial T^2}\right)_v,$$

в котором производная $(\partial^2 p / \partial T^2)_v$ определяется двойным дифференцированием уравнения Ван-дер-Ваальса (7.6):

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{R \cdot T}{v-b} - \frac{a}{v^2} \right) = \frac{R}{v-b};$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial T^2}\right)_v = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{R}{v-b} \right) = 0.$$

Таким образом, $(\partial c_v / \partial v)_T = 0$, т.е. изохорная теплоёмкость c_v не зависит от объёма, а зависит только от температуры.

7.11. Определите изменение удельной внутренней энергии водяного пара в изотермическом процессе ($t = 280^\circ\text{C}$), в котором удельный объем пара меняется от $0,12 \text{ м}^3/\text{кг}$ до $0,5602 \text{ м}^3/\text{кг}$, используя уравнение Ван-дер-Ваальса (константы уравнения a и b взять из решения задачи 7.7).

Решение.

Для решения задачи используем уравнение (7.13):

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = -p + T \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v, \quad (a)$$

в котором для уравнения Ван-дер-Ваальса (7.6):

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}, \quad \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v-b}. \quad (b)$$

Подставляя (b) в (a), получаем

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v-b} + \frac{a}{v^2} + T \frac{R}{v-b} = \frac{a}{v^2}. \quad (c)$$

Интегрируя (c), $\int_{u_1}^{u_2} du = \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{a}{v^2}\right) dv$, получаем

$$\begin{aligned} u_2 - u_1 &= a \left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} \right) = 1705,4 \left(\frac{1}{0,12} - \frac{1}{0,5602} \right) = \\ &= 11167 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} = 11,17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Ответ: $\Delta u = 11,17 \text{ кДж/кг}$.

7.12. Определите количество теплоты, которое необходимо подвести к 1 кг водяного пара в изотермическом процессе, используя для этого уравнение Ван-дер-Ваальса, константы которого определяются по известным критическим параметрам ($p_{\text{кр}}, t_{\text{кр}}$) воды и водяного пара. Значения температуры и удельных объемов в начале и в конце процесса примите теми же, что и в задаче 7.11. Определите отклонение полученного результата (в процентах) от точного значения, рассчитанного с использованием таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара [2] или программы WaterSteamPro [4].

Примечание. Возможно использование констант a и b уравнения Ван-дер-Ваальса, полученных в задаче 7.7.

Решение.

Для решения задачи используется уравнение 2-го закона термодинамики (6.2), записанное для обратимого изотермического процесса,

$$q = T \cdot (s_2 - s_1). \quad (a)$$

Разность энтропий Δs в (а) определяется интегрированием уравнения Максвелла (7.11):

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v, \quad (b)$$

правая часть которого получается дифференцированием уравнения Ван-дер-Ваальса (7.6):

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{\partial}{\partial T} \left[\frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \right]_v = \frac{R}{v-b}.$$

Таким образом,

$$s_2 - s_1 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{R}{v-b} dv = R \cdot \ln \frac{v_2-b}{v_1-b}. \quad (c)$$

Подставляя (с) в (а), получаем

$$q = R \cdot T \cdot \ln \frac{v_2-b}{v_1-b} = \frac{8,3145}{18,015} \cdot 553,15 \cdot \ln \frac{0,5602 - 0,001692}{0,12 - 0,001692} = 396,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Точный расчет теплоты изотермического процесса, совершаемого реальным газом, также производится с использованием 2-го закона термодинамики (а). Энтропия при этом определяется по таблицам [2] или с помощью программы WaterSteamPro [4]: по $t_1 = 280^\circ\text{C}$ и $v_1 = 0,12 \text{ м}^3/\text{кг}$ определяется $s_1 = 6,685 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, а по $t_2 = t_1 = 280^\circ\text{C}$ и $v_2 = 0,5602 \text{ м}^3/\text{кг}$ $s_2 = 7,4386 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

$$q_{\text{табл}} = T \cdot (s_2 - s_1) = 553,15 \cdot (7,4386 - 6,685) = 416,9 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Абсолютное отклонение составляет $\Delta q = |q - q_{\text{табл}}| = |396,2 - 416,9| = 20,7 \text{ кДж}/\text{кг}$, а относительное отклонение $\delta q = (\Delta q / q_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (20,7 / 416,9) \cdot 100\% = 5,0\%$.

Ответ: $q = 396,2 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\delta q = 5,0\%$.

7.13. Определите работу, совершаемую 1 кг водяного пара в изотермических условиях, используя уравнение Ван-дер-Ваальса. Константы уравнения определяются по известным критическим параметрам ($p_{\text{кр}}$, $t_{\text{кр}}$) воды и водяного пара.

Значения температуры и удельных объемов в начале и в конце процесса примите теми же, что и в задаче 7.11. Определите отклонение полученного результата (в процентах) от точного значения, рассчитанного с использованием таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара [2].

Примечание: Возможно использование констант, полученных в задаче 7.9.

Ответ: $l = 385,1 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\delta l = 0,9\%$.

7.14. Определите удельный объем v и изобарный коэффициент расширения $\alpha = (dv/dT)_p / v$ (1.9) диоксида углерода (CO_2) при температуре 40°C и давлении $2,0 \text{ МПа}$, используя термическое уравнение состояния в вириальной форме с одним (вторым) вириальным коэффициентом (7.8). Зависимость второго вириального коэффициента от температуры для CO_2 показана на рис. 7.2.

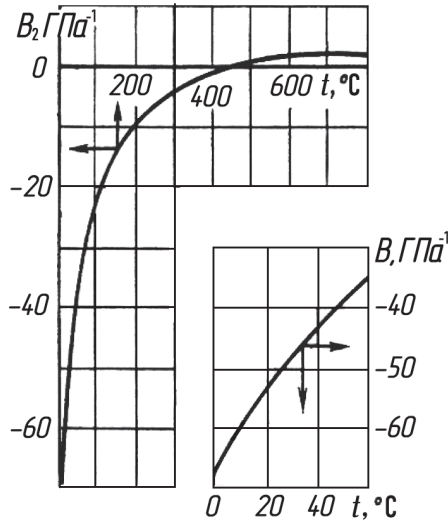


Рис. 7.2. Второй вириальный коэффициент диоксида углерода (CO_2)

Рассчитайте отклонения (в процентах) полученных результатов от точных табличных значений: $v_{\text{табл}} = 0,0269 \text{ м}^3/\text{кг}$, $\alpha_{\text{табл}} = 4,31 \cdot 10^{-3} \text{ К}^{-1}$. Определите также v и α , считая CO_2 идеальным газом, и какие при этом будут отклонения (в процентах) от точных табличных значений.

Решение.

Для расчета удельного объема сначала по графику на рис. 7.2 по температуре 40°C определяется второй вириальный коэффициент $B = -43 \text{ ГПа}^{-1} = -43 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}^{-1}$, затем рассчитываются коэффициент сжимаемости z (7.8) и удельный объем v :

$$z = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = 1 + B \cdot p = 1 - 43 \cdot 10^{-6} \cdot 2,0 \cdot 10^3 = 0,914;$$

$$v = \frac{R \cdot T}{p} (1 + B \cdot p) = \frac{8,3145 \cdot 313,15}{44,011 \cdot 2,0 \cdot 10^3} (1 - 43 \cdot 10^{-6} \cdot 2,0 \cdot 10^3) = 0,0270 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (a)$$

Для определения изобарного коэффициента расширения α (1.9) кроме удельного объема v необходимо знать производную $(dv/dT)_p$:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{R \cdot T}{p} + R \cdot B \cdot T \right)_p = R \left[\frac{1}{p} + B + T \left(\frac{dB}{dT} \right) \right]. \quad (b)$$

Производная (dB/dT) определяется графически, как тангенс угла наклона касательной к кривой $B = f(T)$ в точке, где $t = 40^\circ\text{C}$, или как отношение катетов прямоугольного треугольника (см. рис. 7.2): $dB/dT = (29 \cdot 10^{-6} \text{ кПа}^{-1}) / (60 \text{ K}) = 0,483 \cdot 10^{-6} \text{ (кПа} \cdot \text{K)}^{-1}$. Таким образом, по формуле (b):

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p &= \frac{8,3145}{44,011} \left(\frac{1}{2,0 \cdot 10^3} - 43 \cdot 10^{-6} + 313,15 \cdot 0,483 \cdot 10^{-6} \right) = \\ &= 1,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / (\text{кг} \cdot \text{K}), \\ \alpha &= \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{1,15 \cdot 10^{-4}}{0,0270} = 4,26 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}. \end{aligned}$$

Относительные отклонения от табличных значений составляют:

$$\begin{aligned} \delta v &= (|v - v_{\text{табл}}| / v_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (|0,0270 - 0,0269| / 0,0269) \cdot 100\% = 0,4\%; \\ \delta \alpha &= (|\alpha - \alpha_{\text{табл}}| / \alpha_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (|4,26 - 4,31| / 4,31) \cdot 100\% = 1\%. \end{aligned}$$

Если считать CO_2 идеальным газом, то

$$\begin{aligned} v_{\text{ид.г}} &= \frac{R \cdot T}{p} = \frac{8,3145 \cdot 313,15}{44,011 \cdot 2,0 \cdot 10^3} = 0,0296 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \\ \left(\frac{\partial v_{\text{ид.г}}}{\partial T}\right)_p &= \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{R \cdot T}{p} \right)_p = \frac{R}{p}; \quad \alpha_{\text{ид.г}} = \frac{1}{v_{\text{ид.г}}} \left(\frac{\partial v_{\text{ид.г}}}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p} \cdot \frac{p}{R \cdot T} = \\ &= \frac{1}{T} = \frac{1}{313,15} = 3,19 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}. \end{aligned}$$

Относительные отклонения от табличных значений составляют:

$$\begin{aligned} \delta v_{\text{ид.г}} &= (|v_{\text{ид.г}} - v_{\text{табл}}| / v_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (|0,0270 - 0,0296| / 0,0269) \cdot 100\% = 9,6\%; \\ \delta \alpha_{\text{ид.г}} &= (|\alpha_{\text{ид.г}} - \alpha_{\text{табл}}| / \alpha_{\text{табл}}) \cdot 100\% = (|3,19 - 4,31| / 4,31) \cdot 100\% = 26\%. \end{aligned}$$

Ответ: $v = 0,027 \text{ м}^3/\text{кг}$, $\delta v = 0,4\%$; $\alpha = 4,26 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$; $\delta \alpha = 1\%$; $v_{\text{ид.г}} = 0,0296 \text{ м}^3/\text{кг}$, $\delta v_{\text{ид.г}} = 9,6\%$; $\alpha_{\text{ид.г}} = 3,19 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$, $\delta \alpha_{\text{ид.г}} = 26\%$.

7.15. Выведите формулу для расчета удельной энтальпии перегретого пара, используя термическое уравнение состояния в вириальной форме с одним (вторым) вириальным коэффициентом (7.10). Рассчитайте удельную энтальпию диоксида углерода (CO_2) при температуре 40°C и давлении $2,0 \text{ МПа}$, если удельная энтальпия CO_2 в идеально-газовом состоянии (при $p_0 = 0$ и $t = 40^\circ\text{C}$) равна $h_0 = 822,1 \text{ кДж/кг}$. Определите абсолютное отклонение полученного значения энтальпии от точного (табличного) значения $h_{\text{табл}} = 804,2 \text{ кДж/кг}$.

Примечание: Воспользуйтесь уравнением (7.14).

Ответ: $h = h_0 - R \cdot T^2 \cdot p \cdot (dB/dT)$; $h = 804,1 \text{ кДж/кг}$, $|h - h_{\text{табл}}| = 0,1 \text{ кДж/кг}$.

7.16. Выведите формулу для расчета изотермического коэффициента сжатия β_T (1.10) реального газа, используя термическое уравнение состояния в вириальной форме с одним (вторым) вириальным коэффициентом (7.10). Рассчитайте β_T диоксида углерода (CO_2) при температуре 40°C и давлении 2,0 МПа. Определите относительное отклонение (в процентах) полученного значения β_T от точного (табличного) значения $\beta_{T,\text{табл}} = 0,558 \text{ МПа}^{-1}$.

Ответ: $\beta_T = 1/(zp)$; $\beta_T = 0,547 \text{ МПа}^{-1}$, $\delta\beta_T = 2\%$.

7.17. Выведите формулу для расчета удельной энтропии перегретого пара, используя термическое уравнение состояния в вириальной форме с одним (вторым) вириальным коэффициентом (7.10). Рассчитайте удельную энтропию диоксида углерода (CO_2) при температуре 40°C и давлении 2,0 МПа, если удельная энтропия CO_2 в состоянии близком к идеально-газовому состоянию (при $p_0 = 101,325 \text{ кПа}$ и $t = 40^\circ\text{C}$) равна $s_0 = 4,8915 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$. Определите абсолютное отклонение полученного значения энтропии от точного (табличного) значения $s_{\text{табл}} = 4,2877 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Примечание: Воспользуйтесь уравнением (7.12).

Ответ: $s = s_0 - R \left[\ln \frac{p}{p_0} + \left(B + T \frac{dB}{dT} \right) (p - p_0) \right]$;
 $s = 4,2872 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, $\Delta s = 0,0005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

7.18. Определите температуру, удельные энтальпию, внутреннюю энергию и энтропию водяного пара в состоянии, показанном на рисунке, если объем пара равен $v=0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$.

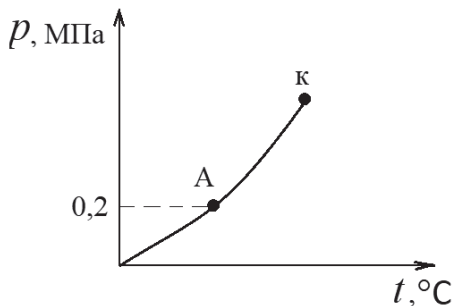


Рис. 7.3. К задаче 7.18

Решение.

Из рисунка 7.3 ясно, что заданное состояние А находится в области влажного пара. Открыв табл. II, найдем при $p = 0,2$ МПа: $t_A = 120,21^\circ\text{C}$, $v' = 0,0010605$ м³/кг, и $v'' = 0,88574$ м³/кг. Поскольку $0,0010605 < v_A < 0,88574$, из формулы (7.20) определим степень сухости пара

$$x_A = \frac{v_A - v'}{v'' - v'} = \frac{0,5 - 0,0010605}{0,88574 - 0,0010605} = 0,564.$$

Далее по формулам (7.21) и (7.23) рассчитаем удельные энтальпию и энтропию влажного пара

$$h_A = (1 - x) \cdot h' + x \cdot h'' = (1 - 0,564) \cdot 504,68 + 0,564 \cdot 2706,2 = 1746,4 \text{ кДж/кг},$$

$$s_A = (1 - x) \cdot s' + x \cdot s'' = (1 - 0,564) \cdot 1,5301 + 0,564 \cdot 7,127 = 4,6867 \text{ кДж/кг},$$

удельная внутренняя энергия:

$$u_A = h_A - p_A \cdot v_A = 1746,4 - 0,2 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 1646,4 \text{ кДж/кг}.$$

Здесь все значения свойств кипящей воды и сухого пара взяты из табл. [2].

Если расчет производится с помощью калькулятора свойств водяного пара [4], то при вызове функции $F(p_{\text{нас}}) = 0,2$ получим все данные о температуре и свойствах кипящей воды и сухого пара и так же, как раньше, вычислим степень сухости пара x . Затем, обратившись к функции $F(p_{\text{нас}}, x)$, получим сразу все значения свойств влажного пара.

Ответ: $t_A = 120,21^\circ\text{C}$; $h_A = 1746,4$ кДж/кг; $u_A = 1646,4$ кДж/кг;

$$s_A = 4,6867 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

7.19. Определите удельную энтропию и химический потенциал влажного пара в состоянии В, указанном на рис. 7.4, если удельная энтальпия этого пара равна $h = 2323,2$ кДж/кг.

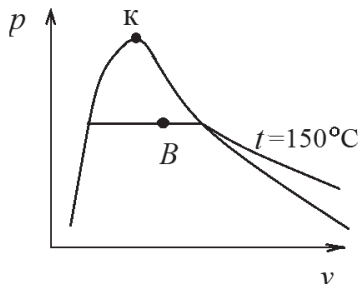


Рис. 7.4. К задаче 7.19

Ответ: $s = 5,8380$ кДж/(кг·К); $\mu = -147,15$ кДж/кг.

7.20. Какое количество сухого насыщенного пара находится в барабане парового котла над зеркалом испарения кипящей воды под давлением $p = 10$ МПа. Суммарная масса воды и пара $m = 2200$ кг. Определите также долю полного объема барабана $V = 5$ м³, занятую паром.

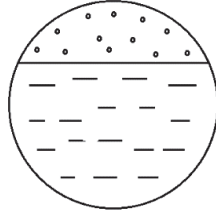


Рис. 7.5. К задаче 7.20

Решение.

Определим удельный объем содержимого барабана:

$$v = V/m = 5 / 2200 = 0,0022727 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В таблице [2] при $p = 10$ МПа найдём удельный объем кипящей воды $v' = 0,0014526$ м³/кг и удельный объем сухого насыщенного пара $v'' = 0,018034$ м³/кг

Определим степень сухости пара по (7.22):

$$x = (v - v') / (v'' - v') = (0,0022727 - 0,0014181) / (0,018034 - 0,0014525) = 0,05154.$$

Масса сухого насыщенного пара составит $m_{\text{п}} = m \cdot x = 2200 \cdot 0,05154 = 113,4$ кг.

Объем, занимаемый паром:

$$V_{\text{п}} = m_{\text{п}} \cdot v'' = 113,4 \cdot 0,018034 = 2,045 \text{ м}^3 \text{ и доля его } V_{\text{п}} / V = 0,409.$$

Ответ: $m_{\text{п}} = 113,4$ кг, $V_{\text{п}} / V = 40,9\%$.

7.21. В барабане парового котла (рис. 7.5) при давлении $p = 12$ МПа сухой насыщенный пар занимает 40% объема. Масса пара 200 кг. Определите объем барабана и массу находящейся в нем кипящей воды.

Ответ: $V = 7,135$ м³; $m_{\text{в}} = 2805,4$ кг.

7.22. Определите внутреннюю энергию влажного водяного пара, находящегося в сосуде объёмом $V = 0,9$ м³ при температуре $t = 200^\circ\text{C}$, если известно, что степень сухости этого пара равна $x = 0,85$.

Ответ: $U = 19388$ кДж.

7.23. Определите химический потенциал влажного водяного пара при температуре $t = 300^\circ\text{C}$.

Ответ: $\mu = -520,7$ кДж/кг.

7.24. Докажите, что в h, s – диаграмме в области влажного пара изобара является прямой линией.

7.25. Используя уравнение Клапейрона–Клаузиуса (7.5a), рассчитайте теплоту парообразования воды при температуре $t = 50^\circ\text{C}$. Примите, что водяной пар подчиняется уравнению идеального газа, а объемом кипящей воды можно пренебречь. Сравните полученное значение теплоты парообразования с табличным и оцените погрешность этого приближенного расчета

Решение.

Из уравнения Клапейрона–Клаузиуса (7.5a), следует

$$r = \frac{dp_s}{dT_s} \cdot T_s \cdot (v'' - v')$$

При приближенном вычислении заменим производную по линии насыщения $\frac{dp_s}{dT_s}$ отношением конечных разностей этих величин вблизи заданного состояния. Для этого возьмем в табл. I [2] данные: $t_a = 49^\circ\text{C}$, $p_a = 0,011751$ МПа, $t_b = 51^\circ\text{C}$, $p_b = 0,012977$ МПа.

$$\text{Тогда } \frac{\Delta p}{\Delta T} = \frac{(p_b - p_a)}{(t_b - t_a)} = \frac{10^3 \cdot (0,012977 - 0,011751)}{51 - 49} = 0,613 \text{ кПа / К.}$$

Удельный объём пара вычислим по (3.2):

$$v_{\text{п}} = \frac{\tilde{R} \cdot T}{\mu_{\text{H}_2\text{O}} \cdot p} = \frac{8,3145 \cdot 323,15}{18,016 \cdot 0,012351 \cdot 10^3} = 12,074 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

По сравнению с табличным значением $v'' = 12,028$ м³/кг эта величина имеет погрешность $\delta v = 0,38\%$. Удельный же объём воды $v' = 0,0010121$ м³/кг по сравнению с паром составляет всего $8,4 \cdot 10^{-3} \%$. Окончательно рассчитаем

$$r = \Delta p / \Delta T \cdot v_{\text{п}} \cdot T = 0,613 \cdot 12,074 \cdot 323,15 = 2392 \text{ кДж/кг.}$$

Различие с табличным значением $r = 2382$ кДж/кг составляет

$$\Delta r = (2392 - 2382) / 2382 = 0,42\%.$$

Ответ: $r = 2392$ кДж/кг, $\Delta r = 0,42\%$.

7.26. Водяной пар из отбора турбины поступает в поверхностный противоточный подогреватель питательной воды, где при постоянном давлении отдает теплоту воде, конденсируется и охлаждается до температуры

на 6°C более низкой, чем температура насыщения (рис. 7.6). Начальные параметры пара: давление $p_1 = 4,4 \text{ МПа}$ и температура $t_1 = 290^\circ\text{C}$. Определите количество теплоты, отдаваемой 1 кг пара, и её среднюю температуру.

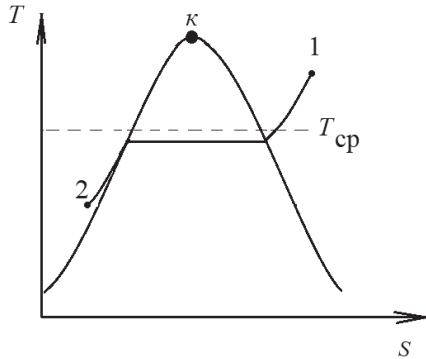


Рис. 7.6. Рисунок к задаче 7.26

Решение.

Найдём температуру насыщения при давлении $4,4 \text{ МПа}$. В таблице II [2] возьмём $t_{\text{нас}} = 256,07^\circ\text{C}$. Так как $290^\circ > 256,07^\circ\text{C}$, то состояние 1 –перегретый пар. Для него в табл. III [2] получим $h_1 = 2917,5 \text{ кДж/кг}$, $s_1 = 6,2475 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. По условию задачи $t_2 = t_{\text{нас}} - 6^\circ\text{C} = 256,07 - 6 = 250,07^\circ\text{C}$. При этих параметрах в табл. III найдём $h_2 = 1086 \text{ кДж/кг}$, $s_2 = 2,793 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Отданную паром теплоту рассчитаем по уравнению (7.25)

$$q = h_2 - h_1 = 1086 - 2917,5 = -1832 \text{ кДж/кг},$$

а среднюю температуру по (6.7):

$$T_{\text{ср,отв}} = \frac{q}{s_2 - s_1} = \frac{-1832}{2,793 - 6,2475} = 530,3 \text{ K} = 257,2^\circ\text{C}.$$

Ответ: $q = 1832 \text{ кДж/кг}$, $T_{\text{ср,отв}} = 530,3 \text{ K}$.

7.27. В баке деаэратора паротурбинной установки находится 15 т воды при давлении 6 бар и температуре насыщения. Рассчитайте эксергию этой воды, если температура окружающей среды $t_0 = 20^\circ\text{C}$, а давление $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

Ответ: $E = 1601 \text{ МДж}$.

7.28. В конденсатор паротурбинной установки со скоростью $w = 50 \text{ м/с}$ поступает пар, имеющий давление $p = 3 \text{ кПа}$ и степень сухости $x = 0,88$.

Определите температуру пара, его эксергию и количество теплоты, которую 1 кг пара отдаст при полной конденсации в изобарном процессе. Параметры окружающей среды равны: $p_0 = 0,1$ МПа, $t_0 = 15^\circ\text{C}$.

Ответ: $t = 24,08^\circ\text{C}$, $e = 66,82$ кДж/кг, $q = 2150,6$ кДж/кг.

7.29. Влажный водяной пар, имеющий давление $p_1 = 10$ МПа, дросселируется до давления 9 МПа. Рассчитайте коэффициент Джоуля – Томсона этого пара.

Ответ: $\alpha_h = 7,65 \cdot 10^{-3}$ К/кПа.

7.30. При регулировании мощности паровой турбины на входе в неё водяной пар при давлении $p_a = 14$ МПа и температуре $t_a = 560^\circ\text{C}$ дросселируется в дроссельном клапане до давления $p_b = 13$ МПа. Определите, насколько изменится теоретическая мощность турбины, если расход пара составляет 600 т/ч, а параметры окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа и температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $\Delta N = 1,5$ МВт.

7.31. В результате аварийной обстановки 6 т водяного пара при давлении $p_1 = 11$ МПа и температуре $t = 530^\circ\text{C}$, вынуждено сброшено через дроссельный клапан в атмосферу. Определите, потерю эксергии, вызванную этим обстоятельством, и каков коэффициент Джоуля –Томсона пара в этой области параметров. Параметры окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа, $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $\Delta E = 3748,2$ МДж, $\alpha_h = 4,8 \cdot 10^{-3}$ К/кПа.

7.32. Водяной пар при параметрах $p_1 = 14$ МПа и $t_1 = 550^\circ\text{C}$ поступает в паровую турбину, где расширяется необратимо адиабатно до давления $p_2 = 3$ КПа. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi} = l_{т,д}/l_{т} = 0,9$. Определите температуру, удельный объём, энтропию пара в конце расширения и мощность турбины, если расход пара равен $m = 150$ кг/с. Представьте h, s – диаграмму процесса.

Решение.

При решении задачи сравним два способа проведения вычислений: а) с использованием табличных данных о свойствах пара, б) с использованием калькулятора свойств водяного пара:

а) для состояния 1 в табл. III [2] находим $h_1 = 3461,0$ кДж/кг, $s_1 = 6,5648$ кДж/(кг·К). В обратимом адиабатном процессе $s = \text{const}$ и, следовательно, $s_2 = s_1$. Для определения состояния пара в конечном состоянии этого процесса в табл. II находим, что $s_2 = s_1 = 6,5648$ кДж/(кг·К) $< s_2^> =$

$= 8,5706 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ и, следовательно, пар влажный, а его температура $t_2 = 24,08^\circ\text{C}$. Взяв в табл. II величины $s'_2 = 0,3543 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $h'_2 = 100,99 \text{ кДж}/\text{кг}$, $h''_2 = 2544,9 \text{ кДж}/\text{кг}$ по формуле (7.23) рассчитаем его степень сухости

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,5648 - 0,3543}{8,5706 - 0,3543} = 0,7553$$

и по формуле (7.21) – энтальпию:

$$h_2 = h'_2 + x_2 \cdot (h''_2 - h'_2) = 100,99 + 0,7553 \cdot (2544,9 - 100,99) = 1946,9 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Процесс расширения пара происходит в потоке. Поэтому работа его в обратимом процессе по формуле (7.30) равна $l_T = h_1 - h_2$, а в необратимом $l_{T,д} = h_1 - h_{2,д}$. Тогда $\eta_{oi}^T = \frac{l_{T,д}}{l_T} = \frac{h_1 - h_{2,д}}{h_1 - h_2}$.

Преобразовав эту формулу, получим

$$h_{2,д} = h_1 - \eta_{oi}^T \cdot (h_1 - h_2) = 3461,0 - 0,7553 \cdot (3461,0 - 1946,9) = 2317,4 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Рассчитаем свойства пара в конечном состоянии.

Степень сухости пара по формуле (7.21)

$$x_{2,д} = \frac{h_{2,д} - h'_2}{h''_2 - h'_2} = \frac{2317,4 - 100,9}{2544,9 - 100,99} = 0,9069.$$

Удельный объем по формуле (7.20):

$$v_{2,д} = v'_2 + x_{2,д} \cdot (v''_2 - v'_2) = 0,0010028 + 0,9069 \cdot (45,655 - 0,10028) = 41,31 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Энтропия по формуле (7.23):

$$s_{2,д} = s'_2 + x_{2,д} \cdot (s''_2 - s'_2) = 0,3543 + 0,9069 \cdot (8,5706 - 0,3543) = 7,81 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Определим мощность турбины.

$$N = m \cdot l_{T,д} = m \cdot (h_1 - h_{2,д}) = 150 \cdot (3461,0 - 2317,4) = 171,5 \text{ МВт}.$$

Диаграмма h, s - процесса представлена на рис. 7.7.

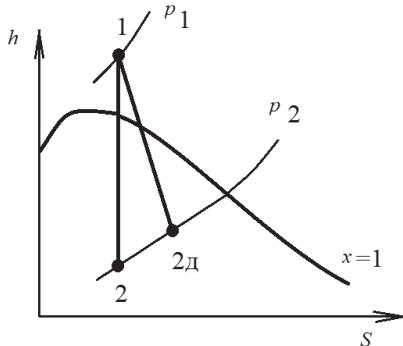


Рис. 7.7. Рисунок к задаче 7.32

б) с использованием калькулятора свойств водяного пара

Введя давление $p_1 = 14$ МПа и температуру $t_1 = 550^\circ\text{C}$, получим $h_1 = 3461,0$ кДж/кг, $s_1 = 6,5648$ кДж/(кг·К).

Введя давление $p_2 = 0,003$ МПа и энтропию $s_2 = s_1 = 6,5648$ кДж/(кг·К), на экране увидим значения многих свойств пара, в том числе $x_2 = 0,7553$, $h_2 = 1946,9$ кДж/кг. Рассчитаем

$$h_{2д} = h_1 - \eta_{oi}^T \cdot (h_1 - h_2) = 3461,0 - 0,7553 \cdot (3461,0 - 1946,9) = 2317,4 \text{ кДж/кг.}$$

Введя давление $p_2 = 0,003$ МПа и энтальпию $h_{2д} = 2317,4$ кДж/кг, на экране получим искомые величины: $t_{2д} = 24,08^\circ\text{C}$, $v_{2д} = 41,40$ м³/кг, $s_{2д} = 7,8112$ кДж/(кг·К), $x_{2д} = 0,9069$.

Определим мощность турбины.

$$N = m \cdot l_{т,д} = m \cdot (h_1 - h_{2д}) = 150 \cdot (3461,0 - 2317,4) = 171,5 \text{ МВт.}$$

Естественно, что результаты двух расчетов находятся в пределах погрешностей вычислений. Но расчёт с помощью калькулятора свойств водяного пара намного короче.

Ответ: $t_2 = 24,08^\circ\text{C}$, $v_{2д} = 41,40$ м³/кг, $h_{2д} = 2317,4$ кДж/кг, $s_{2д} = 7,8111$ кДж/(кг·К), $N = 171,5$ МВт.

7.33. Проходя через прямооточный паровой котёл, вода с начальным давлением $p_1 = 10$ МПа и температурой $t_1 = 250^\circ\text{C}$ превращается в перегретый пар давления $p_2 = 9$ МПа с температурой $t_2 = 550^\circ\text{C}$. Определите количество теплоты, необходимой для получения $m = 55$ кг/с пара и его среднюю интегральную температуру. Представьте процесс получения пара в диаграмме T, s .

Решение.

Процесс генерации пара происходит в потоке при условиях $dl_{техн} = 0$, $dw = 0$. В этом случае из уравнения первого закона термодинамики (2.10) следует

$$Q = m \cdot (h_2 - h_1) = 55 \cdot (3511,9 - 1085,7) = 133,4 \text{ МДж/с,}$$

где величины $h_1 = 1085,7$ кДж/кг и $h_2 = 3511,9$ кДж/кг взяты в табл. III.

Для нахождения средней интегральной температуры пара воспользуемся её определением (6.7)

$$T_{cp} = \frac{q}{s_2 - s_1} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} = \frac{3511,9 - 1085,7}{6,8163 - 2,7791} = 601 \text{ К.}$$

Здесь величины $s_1 = 2,7791$ кДж/(кг·К), $s_2 = 6,8163$ кДж/(кг·К) так же взяты в табл. III [2]. Процесс в диаграмме T, s представлен на рис. 7.8.

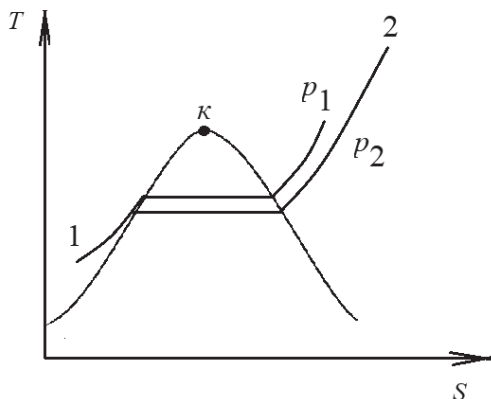


Рис. 7.8. Рисунок к задаче 7.33

Ответ: $Q = 133,4$ МДж/с, $T_{\text{ср}} = 601$ К.

7.34. Питательная вода при $p = 11$ МПа и $t_1 = 270^\circ\text{C}$ поступает в паровой котел, где превращается в перегретый пар с температурой $t_2 = 570^\circ\text{C}$. Подсчитайте среднюю интегральную температуру в процессе изменения состояния воды, пренебрегая потерями давления.

Ответ: $t_{\text{ср}} = 346,7^\circ\text{C}$.

7.35. В закрытом сосуде объемом $V = 6$ л находится 150 г воды при давлении $p_1 = 0,12$ МПа. В результате нагревания давление повышается до $p_2 = 10$ МПа. Рассчитайте изменение температуры содержимого сосуда и количество затраченной теплоты. Определите величину давления $p_{\text{г}}$, начиная с которого в сосуде будет находиться только пар. Представьте диаграмму p, T процесса

Решение.

Найдем удельный объем содержимого сосуда:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{0,150} = 0,040 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Обратившись к табл. II, установим, что при $p_1 = 0,12$ МПа и вода находится в состоянии влажного пара, так как $v' < v < v''$. Запишем свойства его составляющих: $v' = 0,0010473$ м³/кг, $h' = 439,3$ кДж/кг, $t_1 = 104,78^\circ\text{C}$, $v'' = 1,4284$ м³/кг, $r = 2243,8$ кДж/кг и рассчитаем степень сухости:

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{0,040 - 0,0010473}{1,4284 - 0,0010473} = 0,0273$$

и внутреннюю энергию:

$$u_1 = h_1 - p_1 \cdot v = h' \cdot (1 - x) + x \cdot r - p_1 \cdot v = 439,3 \cdot (1 - 0,0273) + 0,0273 \cdot 2243,8 - 120 \cdot 0,040 = 483,76 \text{ кДж/кг.}$$

Интерполируя, в табл. III найдём при $p_1 = 10 \text{ МПа}$ и $v = 0,040 \text{ м}^3/\text{кг}$:
 $t_2 = 632^\circ\text{C}$, $h_2 = 3701,7 \text{ кДж/кг}$ и вычислим:

$$u_2 = h_2 - p_2 \cdot v = 3701,7 - 10 \cdot 10^3 \cdot 0,040 = 3301,7 \text{ кДж/кг.}$$

Повышение температуры при нагревании определим как

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 632 - 104,78 = 527,2^\circ\text{C},$$

а количество затраченной теплоты по формуле (7.24):

$$Q = m \cdot (u_2 - u_1) = 0,150 \cdot (3301,7 - 483,76) = 422,7 \text{ кДж.}$$

Давление и температуру, при которых пар становится сухим, найдём в табл. II, исходя из условия $v = v''$. Получим: $p_r = 4,95 \text{ МПа}$, $t_r = 263,3^\circ\text{C}$.

Диаграмма p, T процесса показана на рис. 7.9

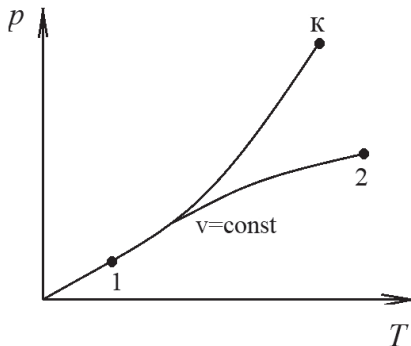


Рис. 7.9. Рисунок к задаче 7.35

Ответ: $\Delta t = 527,2^\circ\text{C}$, $Q = 422,7 \text{ кДж}$, $p_r = 4,95 \text{ МПа}$.

7.36. В сверхкритическом прямоточном паровом котле при давлении $p_1 = 25 \text{ МПа}$ к питательной воде подводится $Q = 1150 \text{ ГДж/ч}$ теплоты. Количество питательной воды $D = 500 \text{ т/ч}$, а температура $t_1 = 260^\circ\text{C}$. Определите температуру пара на выходе из парового котла, его удельные энтальпию, внутреннюю энергию, а также среднюю интегральную температуру пара. Представьте T, s - диаграмму процесса.

Ответ: $t_2 = 580,2^\circ\text{C}$; $h_2 = 3434,7 \text{ кДж/кг}$, $u_2 = 3094 \text{ кДж/кг}$, $t_{cp} = 391,6^\circ\text{C}$.

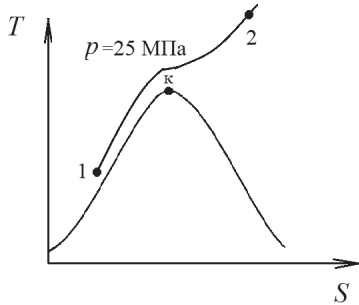


Рис. 7.10. Рисунок к задаче 7.36

7.37. Водяной пар, имеющий параметры $p_1 = 3,4$ МПа и степень сухости $x = 98\%$, сжимается обратимо адиабатно до давления $p_2 = 8$ МПа. Во сколько раз изменится удельный объем пара, насколько изменится его температура и какую работу надо затратить на сжатие 1 кг пара?

Ответ: $v_1 / v_2 = 2$; $\Delta t = 97,6^\circ\text{C}$; $l = -145,8$ кДж/кг.

7.38. Определите теоретическую мощность турбины, в которой расход пара составляет $m = 170$ кг/с. Начальные параметры пара: давление $p_1 = 13,0$ МПа и температура $t_1 = 565^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа. Процесс расширения пара в турбине обратимый адиабатный, т.е. изэнтропный.

Ответ: $N = 256$ МВт.

7.39. В изотермическом процессе 1 кг водяного пара из начального состояния при давлении $p_1 = 2$ МПа и температуре $t_2 = 320^\circ\text{C}$ сжимается так, что его объём уменьшается в 10 раз. Определите конечное давление пара, работу и теплоту процесса. Представьте процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

С помощью калькулятора свойств водяного пара найдём свойства пара при начальных параметрах p_1 и t_1 : $v_1 = 0,13082$ м³/кг, $u_1 = 2808,5$ кДж/кг, $s_1 = 6,8473$ кДж/(кг·К).

Рассчитаем конечный удельный объём пара:

$$v_2 = v_1 / 10 = 0,13082 / 10 = 0,013082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Определим, что при температуре 320°C $v'_2 < v_2 < v''_2$, где значения $v'_2 = 0,0014991$ м³/кг и $v''_2 = 0,015476$ м³/кг получены в калькуляторе свойств пара, и установим, что конечное состояние – влажный пар с давлением $p_2 = 11,284$ МПа. Рассчитаем его степень сухости:

$$x_2 = \frac{v_2 - v'_2}{v''_2 - v'_2} = \frac{0,013082 - 0,0014991}{0,015476 - 0,0014991} = 0,82872$$

и с помощью калькулятора свойств пара по p_2 и x_2 получим:

$$u_2 = 2341,3 \text{ кДж/кг}, s_2 = 5,1801 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

Изменение удельной внутренней энергии пара составит

$$u_2 - u_1 = 2341,3 - 2808,5 = -467,2 \text{ кДж/кг},$$

а отведенная теплота по формуле (7.27) равна

$$q = T \cdot (s_2 - s_1) = (320 + 273,15) \cdot (5,1801 - 6,8472) = -988,8 \text{ кДж/кг}.$$

Затраченную работу рассчитаем по уравнению первого закона термодинамики (2.6):

$$l = q - \Delta u = -988,8 - (-467,2) = -521,6 \text{ кДж/кг}.$$

Ответ: $p_2 = 11,28 \text{ МПа}$, $q = -988,8 \text{ кДж/кг}$, $l = -521,6 \text{ кДж/кг}$.

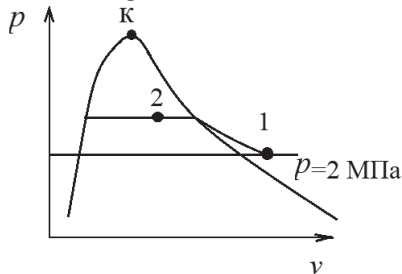


Рис. 7.11. Рисунок к задаче 7.39

7.40. Вода, кипящая при температуре $t_1 = 260^\circ\text{C}$ изотермически расширяется до давления $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$. Количество воды $m = 1 \text{ кг}$. Рассчитайте: во сколько раз изменится её давление и объём, затраченную теплоту и совершённую работу.

Ответ: $p_1 / p_2 = 15,6$; $v_2 / v_1 = 636,6$; $q = 2488,2 \text{ кДж/кг}$; $l = 872 \text{ кДж/кг}$.

7.41. В регенеративном поверхностном подогревателе питательная вода при давлении $p_1 = 10 \text{ МПа}$ подогревается от температуры $t_1 = 190^\circ\text{C}$ до $t_2 = 220^\circ\text{C}$. Греющий пар из отбора турбины имеет давление $p_n = 2,6 \text{ МПа}$ и температуру $t_n = 240^\circ\text{C}$, а образующийся конденсат охлаждается до температуры на 6°C более низкой, чем температура насыщения. Определите, в расчете на 1 кг воды, количество теплоты, полученное водой, изменение энтропии системы и эксергетический КПД теплообменника. Параметры окружающей среды $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $q = 134,2 \text{ кДж/кг}$, $\Delta s = 0,012 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, $\eta_e = 93,65\%$.

8. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Основные формулы

Закон Дальтона:

$$B = p_{\text{с.в.}} + p_{\text{п}}, \quad (8.1)$$

где $p_{\text{с.в.}}$ и $p_{\text{п}}$ – парциальные давления сухого воздуха и водяного пара, B – барометрическое давление.

Абсолютная влажность [кг пара /м³]:

$$\rho_{\text{п}} = m_{\text{п}} / V = \frac{p}{R_{\text{в.в.}} \cdot T}, \quad (8.2)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса пара, V – объем влажного воздуха.

Относительная влажность:

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{п}}^{\text{max}} = p_{\text{п}} / p_s, \quad (8.3)$$

где p_s – давление насыщения пара при данной температуре.

Влагосодержание влажного воздуха [кг пара/кг сухого воздуха]:

$$d_{\text{п}} = m_{\text{п}} / m_{\text{с.в.}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}} = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s}, \quad (8.4)$$

где $m_{\text{с.в.}}$ – масса сухого воздуха.

Точка росы – это температура, равная температуре насыщения при парциальном давлении пара.

Парциальное давление водяного пара

$$p_{\text{п}} = p_s(t_{\text{м}}) - \alpha \cdot B \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}}), \quad (8.5)$$

где $t_{\text{с}}$ и $t_{\text{м}}$ – температуры сухого и мокрого термометров, α – психрометрический коэффициент.

Энтальпия влажного воздуха:

$$h = h_{\text{с.в.}} + d_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} + d_{\text{ж}} \cdot h_{\text{ж}}, \quad (8.6)$$

$$h = t + d_{\text{п}} \cdot (2501 + 1,93 \cdot t) + d_{\text{ж}} \cdot 4,19 \cdot t, \quad (8.7)$$

где $h_{\text{с.в.}}$, $h_{\text{п}}$ и $h_{\text{ж}}$ – энтальпии сухого воздуха, пара и воды (жидкости), t – температура, °С.

Задачи

8.1. Температуру воздуха в комнате измерили с помощью психрометра, который показал температуру мокрого термометра 13°С и сухого 21°С при барометрическом давлении 745 мм. рт. ст. Рассчитайте значения относительной влажности, влагосодержания, энтальпии и точку росы и сравните с данными h , d – диаграммы.

Решение.

Используя Калькулятор [4] или таблицы [2], определим давления насыщения по заданным температурам мокрого термометра $p_s(t_{\text{м}}) = 1,5$ кПа и сухого термометра $p_s(t_{\text{с}}) = 2,49$ кПа. По психрометрической формуле (8.5)

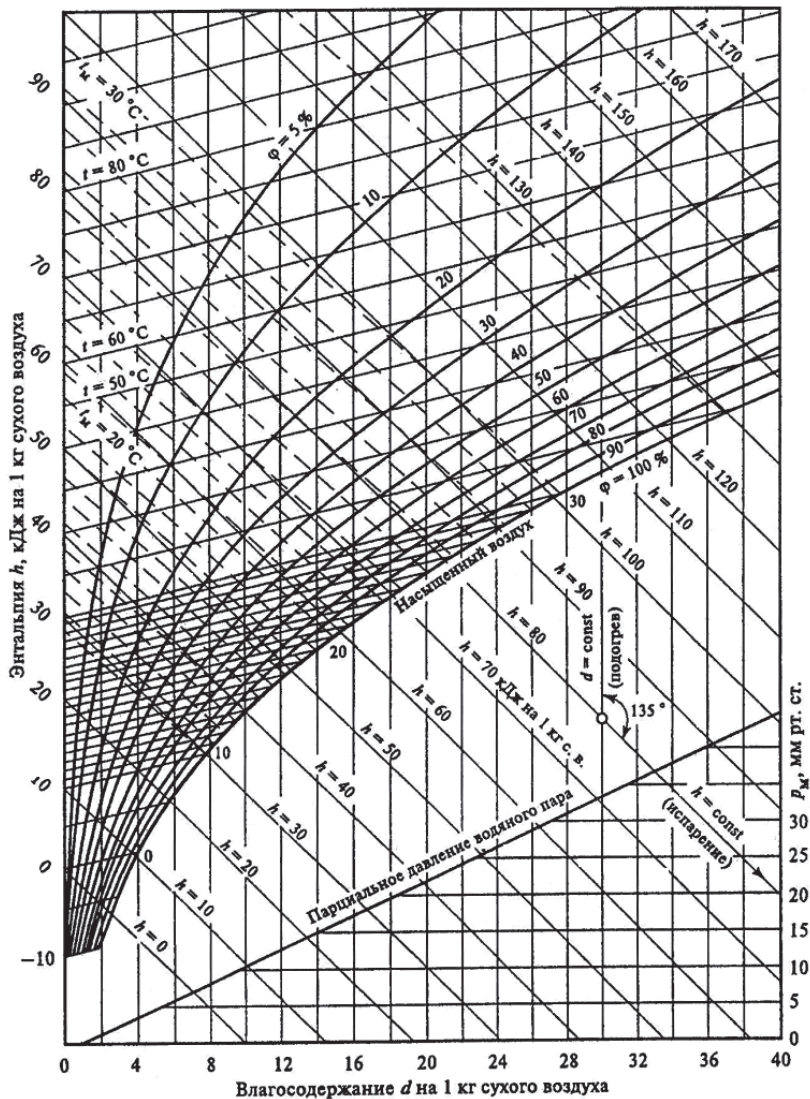


Рис. 8.1. h, d – диаграмма влажного воздуха при давлении 745 мм рт.ст

вычислим парциальное давление водяного пара, приняв $\alpha = 0,7 \cdot 10^{-3}$ К и переведа барометрическое давление в кПа:

$$B = 745 \cdot 133,3 = 99,31 \text{ кПа};$$

$$p_{\text{п}} = p_s(t_{\text{м}}) - \alpha \cdot B \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}}) = 1,5 - 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot 99,31 \cdot 8 = 0,94 \text{ кПа}.$$

Относительная влажность рассчитывается по (8.3):

$$\varphi = p_{\text{п}} / p_s(t_{\text{с}}) = 0,94 / 2,49 = 0,38.$$

По формуле (8.4) определим влагосодержание влажного воздуха:

$$d_{\text{п}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}} = 0,622 \cdot \frac{0,94}{99,31 - 0,94} = 0,0059 \text{ кг/кг с.в.} = 5,9 \text{ г/кг с.в.}$$

Энтальпию влажного воздуха найдем по (8.7), где $d_{\text{ж}} = 0$, так как отсутствует жидкая фаза:

$$h = t + d_{\text{п}} \cdot (2501 + 1,93 \cdot t) = 21 + 0,0059 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 21) = 36 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Температура точки росы соответствует температуре насыщения при давлении $p_{\text{п}} = 0,94$ кПа, используя калькулятор [4] или таблицы [2], определим $t_{\text{р}} = 6,1^{\circ}\text{C}$.

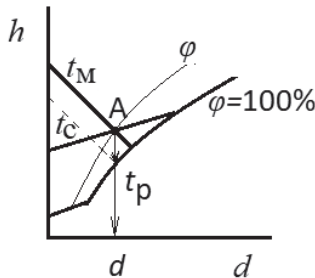


Рис. 8.2. h, d – диаграмма влажного воздуха (к задаче 8.1)

Решение задачи с использованием h, d – диаграммы влажного воздуха рис.8.1. На рисунке 8.2. показан путь определения по h, d – диаграмме состояния А с заданными параметрами: $t_{\text{м}} = 13^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{с}} = 21^{\circ}\text{C}$.

Точка А расположена на линии относительной влажности воздуха $\varphi = 40\%$.

Влагосодержание в данной точке определяется по оси абсцисс – $d = 6 \text{ г / кг с.в.}$ Значение энтальпии влажного воздуха определяется по оси ординат – графическая интерполяция дает значение $h = 37 \text{ кДж / кг с.в.}$ Значение температуры точки росы определяется при пересечении вертикали, опущенной из точки А на линию $\varphi = 100\%$ и составляет $t_{\text{р}} = 6,5^{\circ}\text{C}$.

Как видно из результатов, рассчитанные данные хорошо согласуются с величинами, полученными с использованием h, d – диаграммы.

Ответ: $\varphi = 40\%$, $d = 6 \text{ г / кг с.в.}$, $h = 37 \text{ кДж / кг с.в.}$, $t_{\text{р}} = 6,5^{\circ}\text{C}$.

8.2. Влажный воздух, находящийся при температуре 40°C, имеет относительную влажность 50%. Определить влагосодержание, энтальпию, температуру точки росы и парциальное давление водяных паров во влажном воздухе, считая барометрическое давление равным 745 мм рт. ст.

Ответ: $d = 22,5$ г / кг с.в., $h = 100$ кДж / кг с.в., $t_p = 27,5^\circ\text{C}$, $p_n = 3,3$ кПа.

8.3. Температура точки росы влажного воздуха определена по гигрометру и составляет 20°C. Влажный воздух имеет температуру 28°C. Определить относительную влажности воздуха, влагосодержание и энтальпию влажного воздуха, если барометрическое давление 750 мм рт. ст.

Ответ: $\varphi = 62\%$, $d = 14,9$ г / кг с.в., $h = 66$ кДж / кг с.в.

8.4. Влажный воздух с температурой 20°C и относительной влажностью 65% охлаждается до температуры 11°C. Определите количество выпавшей влаги, если атмосферное давление составляет 745 мм рт. ст.

Решение.

На рисунке 8.3 показан процесс охлаждения влажного воздуха в h, d -диаграмме.

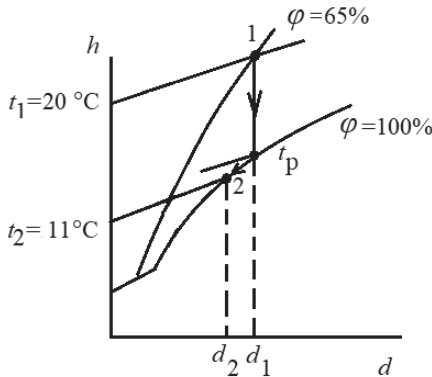


Рис. 8.3. Процесс охлаждения влажного воздуха в h, d -диаграмме влажного воздуха

Давление насыщения пара при температуре 20°C определим по Калькулятору [4] $p_s(t_1) = 2,339$ кПа. Используя соотношение (8.4) рассчитаем начальное влагосодержание:

$$d_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_s(t_1)}{B - \varphi p_s(t_1)} = 0,622 \cdot \frac{0,65 \cdot 2,339}{745 \cdot 0,1333 - 0,65 \cdot 2,339} = 0,00967 \text{ кг/кг с.в.} = 9,67 \text{ г/кг с.в.},$$

а из (8.3) определим начальное парциальное давление пара:

$$p_n = \varphi \cdot p_s(t_1) = 0,65 \cdot 2,339 = 1,52 \text{ кПа.}$$

Этому давлению p_n соответствует температура точки росы $t_p = f(p_n) = 13,22^\circ\text{C}$. Это означает, что при данных параметрах конденсация пара начнется при температуре $t_p = 13,22^\circ\text{C}$, а дальнейшее охлаждение до $t_2 = 11^\circ\text{C}$ понизит влагосодержание пара до

$$d_2 = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_s(t_2)}{B - \varphi p_s(t_2)} = 0,622 \cdot \frac{1 \cdot 1,313}{745 - 0,1333 - 1 \cdot 1,313} = 0,00833 \text{ кг / кг с.в.} = 8,33 \text{ г / кг с.в.}$$

Следовательно, количество выпавшей влаги равно:

$$m = \Delta d = d_1 - d_2 = 9,67 - 8,33 = 1,34 \text{ г/кг с.в.}$$

Ответ: $m = 1,34 \text{ г / кг с.в.}$

8.5. В помещении влажный воздух имеет температуру и относительную влажность соответственно 23°C и 60% . После того как открыли окно, температура упала до 12°C . Определить количество выпавшей влаги. Задачу решить с помощью h, d – диаграммы.

Ответ: $\Delta d = 1,8 \text{ г / кг с.в.}$

8.6. Найти значение плотности и энтальпии влажного воздуха при температуре 100°C , давлении $0,5 \text{ МПа}$ и влагосодержании 30 г / кг с.в.

Решение.

Плотность воздуха вычислим по уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1):

$$p \cdot v = R_{\text{в.в.}} \cdot T,$$

где $R_{\text{в.в.}}$ – газовая постоянная влажного воздуха, равная

$$R_{\text{в.в.}} = \frac{1}{1+d_n} \cdot R_{\text{с.в.}} + \frac{d_n}{1+d_n} \cdot R_n.$$

$R_{\text{с.в.}}, R_n$ – газовые постоянные сухого воздуха и водяного пара соответственно.

$$R_{\text{в.в.}} = \frac{1}{1+0,03} \cdot \frac{8314,51}{28,96} + \frac{0,03}{1+0,03} \cdot \frac{8314,51}{18,016} = 292,18 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Следовательно плотность влажного воздуха равна (8.2):

$$\rho = \frac{p}{R_{\text{в.в.}} \cdot T} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{292,18 \cdot 373,15} = 4,59 \text{ кг/м}^3.$$

Энтальпию влажного воздуха найдем по (8.7):

$$h = t + d_n \cdot (2501 + 1,93 \cdot t) = 100 + 0,03 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 100) = 180,82 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Ответ: $\rho = 4,59 \text{ кг/м}^3, h = 180,82 \text{ кДж / кг с.в.}$

8.7. Определить величины удельного объема и энтальпии соответствующих состоянию влажного воздуха – температуре 60°C , давлению 745 мм рт. ст. и относительной влажности 20%.

Ответ: $v = 0,977 \text{ м}^3/\text{кг}$, $h = 122,8 \text{ кДж} / \text{кг с.в.}$

8.8. Определите на сколько изменится максимальное влагосодержание воздуха, если при температуре 30°C его давление увеличится с 1 бар до 10 бар.

Решение.

Давление насыщения водяного пара при 30°C найдем с помощью Калькулятора [4] $p_s(30^{\circ}\text{C}) = 4,247 \text{ кПа}$. Используя соотношение (8.4), рассчитаем предельное влагосодержание при давлениях влажного воздуха $p_1 = 1 \text{ бар}$ и $p_2 = 10 \text{ бар}$:

$$d_1 = 0,622 \cdot \frac{p_s(t_1)}{p_1 - p_s(t_1)} = 0,622 \cdot \frac{4,247}{100 - 4,247} = 0,0276 \text{ кг} / \text{кг с.в.} = 27,6 \text{ г} / \text{кг с.в.},$$

$$d_2 = 0,622 \cdot \frac{p_s(t_1)}{p_2 - p_s(t_1)} = 0,622 \cdot \frac{4,247}{1000 - 4,247} = 0,00265 \text{ кг} / \text{кг с.в.} = 2,65 \text{ г} / \text{кг с.в.}$$

При увеличении давления в изотермическом процессе влагосодержание уменьшится на

$$\Delta d^{\text{пред.}} = d_1 - d_2 = 27,6 - 2,65 = 24,95 \text{ г} / \text{кг с.в.}$$

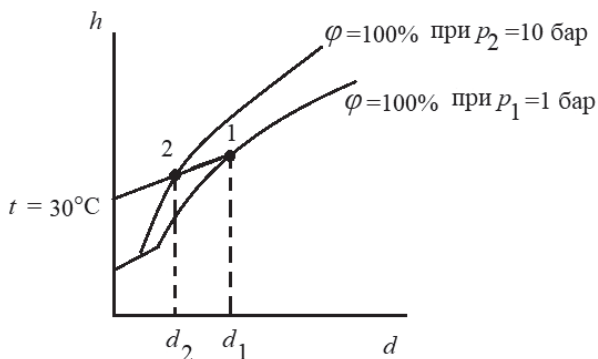


Рис.8.4. Изотермический процесс влажного воздуха в h, d – диаграмме

На рисунке 8.4 представлен процесс изотермического увеличения давления в h, d – диаграмме. В этом процессе влагосодержание насыщенного влажного воздуха уменьшается и линии $\varphi = \text{const}$ смещаются к меньшим значениям d .

Ответ: $\Delta d^{\text{пред.}} = 24,95 \text{ г} / \text{кг с.в.}$

8.9. На вход в калорифер поступает воздух из атмосферы с параметрами – давление 100 кПа, температура 25°C, относительной влажностью 45%, где нагревается до 80°C за счет подвода теплоты от электронагревателя. Определите мощность калорифера, если расход воздуха равен 8 л / с.

Решение.

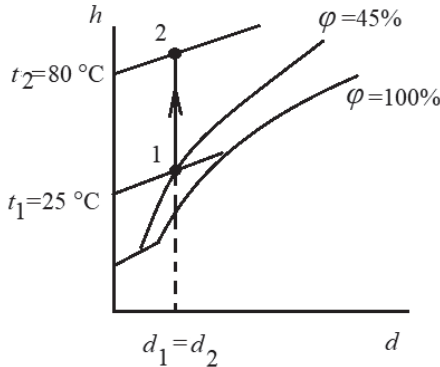


Рис. 8.5 Нагрев влажного воздуха в h, d – диаграмме

Используя уравнение Клапейрона – Менделеева (3.2), найдем массовый расход воздуха, учитывая, что $V = 8 \text{ л / с} = 0,008 \text{ м}^3 / \text{с}$:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{100000 \cdot 0,008}{\frac{8314,51}{28,96} \cdot 298,15} = 0,0093 \text{ кг/с.}$$

Давление насыщения $p_s(t_1) = 3,17 \text{ кПа}$, следовательно согласно (8.3) и (8.4):

$$p_{\text{п}} = \varphi \cdot p_s = 1,43 \text{ кПа};$$

$$d_{\text{п}} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{B - \varphi \cdot p_s} = 0,622 \cdot \frac{0,45 \cdot 3,17}{100 - 0,45 \cdot 3,17} = 0,009 \text{ кг / кг с.в.} = 9 \text{ г / кг с.в.}$$

Энтальпия ненасыщенного влажного воздуха h (кДж/кг сухого воздуха) может быть вычислена по соотношению (8.6):

$$h = h_{\text{с.в.}} + d_{\text{п}} \cdot h_{\text{п.}}$$

Отсчет энтальпии влажного воздуха принято вести от 0°C. Поэтому при использовании таблиц, в которых энтальпия отсчитывается от 0 К, энтальпию сухого воздуха следует рассчитывать, как

$$h_{\text{с.в.}} = h(T) - h(273,15).$$

Тогда, $h_{с.в.} = 298,41 - 273,32 = 25,09$ кДж/кг, для перегретого водяного пара $h_{п} = f(t, p_{п}) = 2547,0$ кДж/кг и энтальпия влажного воздуха равна:

$$h_1 = h_{с.в.} + d_{п1} \cdot h_{п} = 25,09 + 0,009 \cdot 2547,0 = 48,01 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Также энтальпию влажного воздуха можно вычислить по упрощенной формуле (8.7):

$$h_1 = t + d_{п1} \cdot (2501 + 1,93 \cdot t) = 25 + 0,009 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 25) = 47,94 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Результаты вычисления h показывают хорошую сходимость. Для простоты при вычислении h_2 воспользуемся соотношением (8.7). Процесс подогрева влажного воздуха осуществляется при постоянном влагосодержании (рис. 8.5):

$$h_2 = 80 + 0,009 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 80) = 103,9 \text{ кДж/кг с.в.}$$

Мощность, затраченная калорифером на подогрев воздуха:

$$N = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,0093 \cdot (103,9 - 47,94) = 0,52 \text{ кВт.}$$

Ответ: $N = 520$ Вт.

8.10. Сушка влажного материала осуществляется в сушильной камере, перед которой установлен калорифер (рис.8.6а) подогревающий атмосферный воздух с параметрами – давлением 101 кПа, температурой 23°C и относительной влажностью 35% до температуры 85°C. На выходе из сушильной камеры температура воздуха составляет 35°C. Определите удельную затрату теплоты на удаление из материала 1 кг влаги и количество этой влаги. Найдите максимальное количество воды, которое бы унес с собой 1 кг воздуха, если бы он направлялся в сушильную камеру без предварительного подогрева.

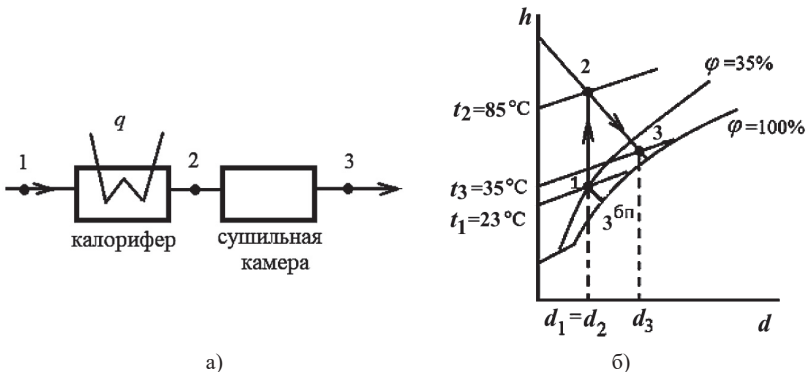


Рис. 8.6. Сушка влажного материала:

а) Схема сушильной установки, б) h, d - диаграмма процесса сушки

Решение.

Давление насыщения определим, используя Калькулятор свойств газов [4] $p_s(t_1) = 2,811$ кПа, используя соотношения (8.3) и (8.4) определим давление пара и влагосодержание влажного воздуха:

$$p_n = \varphi \cdot p_s(t_1) = 0,35 \cdot 2,811 = 0,984 \text{ кПа};$$
$$d_1 = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s(t_1)}{B - \varphi \cdot p_s(t_1)} = 0,622 \cdot \frac{0,35 \cdot 2,811}{101 - 0,35 \cdot 2,811} = 0,0061 \text{ кг/кг с.в.} = 6,1 \text{ г/кг с.в.}$$

Энтальпию влажного воздуха вычислим по формуле (8.7):

$$h_1 = t_1 + d_1 \cdot (2501 + 1,93 \cdot t_1) = 23 + 0,0061 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 23) = 38,53 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Процесс подогрева влажного воздуха осуществляется при постоянном влагосодержании (рис.8.6б):

$$h_2 = 85 + 0,0061 \cdot (2501 + 1,93 \cdot 85) = 101,26 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Теплота, затраченная на подогрев влажного воздуха:

$$q = h_2 - h_1 = 101,26 - 38,53 = 62,73 \text{ кДж / кг с.в.}$$

Для нахождения влагосодержания воздуха после сушилки воспользуемся тем фактом, что энтальпия в расчете на 1 кг сухого воздуха в процессе сушки остается неизменной и, следовательно, $h_3 = h_2$. Влагосодержание воздуха в конце процесса сушки, определим используя формулу (8.6):

$$d_3 = (h_2 - h_{3, \text{с.в.}}) / h_{3, \text{п}},$$

где $h_{3, \text{п}}$ энтальпия пара, найденная с помощью калькулятора [4] $h_{3, \text{п}} = f(p_n, t_3) = 2566$ кДж/кг; $h_{3, \text{с.в.}}$ энтальпия воздуха $h_{3, \text{с.в.}} = f(t_3) = 308,45$ кДж/кг,

$$d_3 = [101,26 - (308,45 - 273,32)] / 2566 = 0,0258 \text{ кг / кг с.в.} = 25,8 \text{ г / кг с.в.}$$

Удельная затрата теплоты на сушку материала составит:

$$q = \frac{h_2 - h_1}{d_3 - d_1} = \frac{101,26 - 38,53}{0,0258 - 0,0061} = 3184,26 \text{ кДж / кг влаги.}$$

Количество влаги отведенной в процессе сушки от влажного материала

$$\Delta m = d_3 - d_2 = 25,8 - 6,1 = 19,7 \text{ г / кг с.в.}$$

В случае отсутствия подогрева воздуха перед сушильной камерой, предельное влагосодержание можно определить как

$$d_3^{\text{бп}} = 0,622 \cdot \frac{p_s(t_3)}{B - p_s(t_3)} \text{ или из (8.7) } d_3^{\text{бп}} = \frac{h_1 - t_3}{2501 + 1,93 \cdot t_3}.$$

Решим эту систему уравнений методом итераций, принимая значения t_3 и используя калькулятор, находим $p_s(t_3)$. На рисунке 8.7 представлены графически результаты вычислений – предельное влагосодержание в случае отсутствия предварительного подогрева воздуха составит 9,82 г/кг с.в.:

$$\Delta m^{\text{бп}} = d_3^{\text{бп}} - d_1 = 9,82 - 6,1 = 3,72 \text{ г/кг с.в.}$$

$$\Delta m / \Delta m^{\text{бп}} = 19,7 / 3,72 = 5,3.$$

Подогретый воздух унесет в 5,3 раза больше влаги, чем воздух без подогрева.

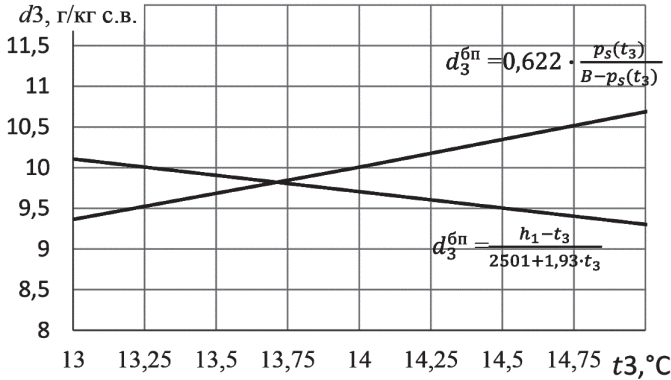


Рис. 8.7. К задаче 8.10

Ответ: $q = 3184,26$ кДж / кг влаги, $\Delta m = 19,7$ г/кг с.в., $\Delta m^{\text{бп}} = 3,72$ г / кг с.в.

8.11. На вход в компрессор поступает влажный воздух с параметрами – температурой 15°C, давлением 1 бар и относительной влажностью 50%. В компрессоре влажный воздух сжимается до давления 4 бара и далее охлаждается, проходя по воздуховоду. Определить, при какой температуре начинает выпадать влага.

Решение.

Давление насыщения водяных паров определим, используя калькулятор [4] $p_s(t_1) = 1,706$ кПа, по соотношению (8.3) найдем парциальное давление водяных паров:

$$p_{п1} = \varphi \cdot p_s(t_1) = 0,50 \cdot 1,706 = 0,853 \text{ кПа.}$$

Парциальное давление водяных паров будет увеличиваться пропорционально давлению влажного воздуха, следовательно парциальное давление водяного пара при $p_2 = 4$ бар равно

$$p_{п2} = \frac{p_{п1} \cdot p_2}{p_1} = \frac{0,853 \cdot 400}{100} = 3,412 \text{ кПа.}$$

Этому давлению соответствует температура насыщения $t_p = f(p_{п2}) = 26,24^\circ\text{C}$.

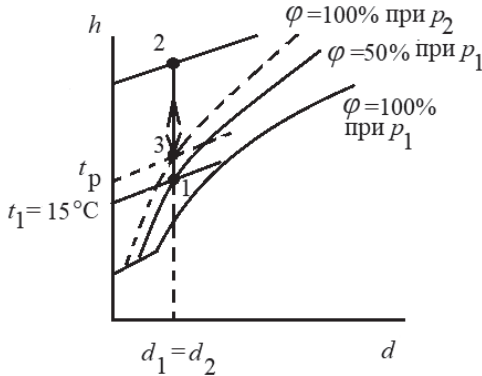


Рис. 8.8. h, d – диаграмма к задаче 8.11

На h, d – диаграмме (рис. 8.8) представлен процесс сжатия воздуха. Начальное состояние 1, далее воздух сжимается при $d = \text{const}$, его температура повышается до состояния 2. Далее процесс охлаждения влажного воздуха осуществляется также при постоянном влагосодержании $d = \text{const}$. Влага начнет выпадать из влажного воздуха, когда процесс охлаждения достигнет состояния насыщения при d и p_2 – на линии насыщения $\varphi=100\%$ при p_2 (состояние 3).

Ответ: влага начнет выпадать при $t_p = 26,24^\circ\text{C}$.

8.12. Влажный воздух с давлением 0,98 бар, температурой 22°C , влагосодержание 6 г / кг с.в. адиабатно сжимается до давления 5 бар, а затем охлаждается. Определите при какой температуре начнется конденсация водяных паров.

Ответ: $t_p = 33,33^\circ\text{C}$.

8.13. При температуре 21°C и давлении 745 мм рт.ст. воздух имеет влажность 100%. На сколько % плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха той же температуры при том же давлении?

Ответ: $\Delta\rho = 0,79\%$.

8.14. От материала, помещенного в сушилку, необходимо отвести 100 кг воды. Наружный воздух, имея температуру 15°C и относительную влажность 30% проходит через калорифер и подогревается,

а затем поступает в сушилку и выходит из нее при температуре 40°C и относительной влажности 80% . Определить какое количество воздуха необходимо пропустить через сушилку. Задачу решить при помощи h, d -диаграммы, считая давление влажного воздуха равным 745 мм рт.ст.

Ответ: $2873,56 \text{ кг.}$

8.15. Определить влагосодержание, температуру и энтальпию влажного воздуха, полученного в результате смешения двух потоков воздуха с параметрами – $m_1 = 12 \text{ кг, } t_1 = 35^{\circ}\text{C, } d_1 = 14 \text{ г/кг с.в.}$ и $m_2 = 93 \text{ кг, } t_2 = 60^{\circ}\text{C, } \varphi_2 = 30\%$.

Решение.

На рисунке 8.9 представлен процесс смешения двух потоков влажного воздуха в h, d -диаграмме. Для решения задачи воспользуемся h, d -диаграммой на рис. 8.1.

Энтальпию 1-го потока определим по известным t_1 и d_1 – $h_1 = 70 \text{ кДж/кг}$; а влагосодержание и энтальпию 2-го потока определим по заданным t_2 и φ_2 – $d_2 = 35,5 \text{ г/кг с.в., } h_2 = 150 \text{ кДж/кг}$.

Используя уравнение баланса влаги: $m \cdot d = m_1 \cdot d_1 + m_2 \cdot d_2$, определим влагосодержание смеси:

$$d = \frac{m_1 \cdot d_1 + m_2 \cdot d_2}{m} = \frac{12 \cdot 14 + 93 \cdot 35,5}{105} = 33,04 \text{ г/кг с.в.}$$

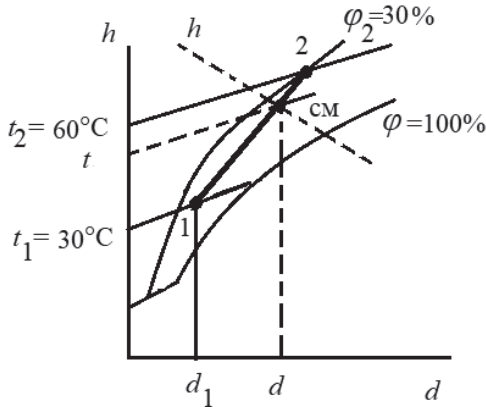


Рис. 8.9. h, d -диаграмма к задаче 8.15

Используя уравнение теплового баланса: $m \cdot h = m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2$, вычислим энтальпию смеси:

$$h = \frac{m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2}{m} = \frac{12 \cdot 70 + 93 \cdot 150}{105} = 140,85 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру смеси определим воспользовавшись (8.7):

$$h = t + d_{\text{п}} \cdot (2501 + 1,93 \cdot t), \text{ откуда}$$
$$t = \frac{h - 2501 \cdot d}{1 + 1,9 \cdot d} = \frac{140,85 - 2501 \cdot 0,03304}{1 + 1,9 \cdot 0,03304} = 54,78^{\circ}\text{C}.$$

Ответ: $d = 33,04$ г / кг с.в., $h = 140,85$ кДж / кг с.в., $t = 54,78^{\circ}\text{C}$.

8.16. В сосуде, разделенном перегородкой на две части в соотношении объемов 1 к 3, находится влажный воздух. В большей части сосуда относительная влажность составляет 40%, а в меньшей 80%. Какой будет относительная влажность воздуха, если убрать перегородку? Температура и давление влажного воздуха в обеих частях сосуда одинаковы и не меняются при смешении.

Ответ: 50%.

8.17. В комнате находится влажный воздух при давлении 745 мм рт.ст., температуре 28°C и относительной влажности 70%. Сколько влаги выпадет из воздуха если его охладить до 18°C при постоянной относительной влажности в помещении?

Ответ: 7 г / кг с.в.

2. Выбор типа сопла и режима течения.

Определение режима течения осуществляется сравнением

$$\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0} \quad (9.3)$$

и

$$\beta_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.4)$$

где $p_{\text{ср}}$ – давление среды за соплом; для одноатомного газа ($k=1,67$) $\beta_{\text{кр}}=0,487$, для двухатомного ($k=1,4$) $\beta_{\text{кр}}=0,528$ и для многоатомного ($k=1,3$) $\beta_{\text{кр}}=0,546$.

В зависимости от значения β определяем давление на срезе сопла p_2 :

а) $\beta > \beta_{\text{кр}} \rightarrow$ суживающееся сопло, режим истечения дозвуковой $p_2 = p_{\text{ср}}$;

б) $\beta = \beta_{\text{кр}} \rightarrow$ суживающееся сопло, режим истечения звуковой $p_2 = p_{\text{кр}}$;

в) $\beta < \beta_{\text{кр}} \rightarrow$ сопло Лавала, режим истечения сверхзвуковой в минимальном сечении $p_{\text{min}} = p_{\text{кр}}$, а в выходном $p_2 = p_{\text{ср}}$.

3. Расчет искомых величин для течения без трения:

а) скорость истечения из сопла для газа и пара

$$w_2 = 44,72 \sqrt{h_0 - h_2}, \quad (9.5)$$

где h_0, h_2 – энтальпия полного адиабатного торможения и энтальпия на выходе из сопла в кДж/кг;

– для идеального газа с постоянной теплоемкостью $c_p = \text{const}$:

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (9.6)$$

б) местная скорость звука:

$$a = \sqrt{k \cdot p \cdot v}; \quad (9.7)$$

в) уравнение неразрывности:

$$m \cdot v = f \cdot w, m = \frac{w_2 \cdot f_2}{v_2} = \frac{w_{\text{кр}} \cdot f_2}{v_{\text{кр}}} = \frac{w_{\text{min}} \cdot f_{\text{min}}}{v_{\text{min}}}, \quad (9.8)$$

где m – расход газа (пара) через сопло, f – площадь сечения сопла;

г) длина расширяющейся части сопла Лаваля

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (9.9)$$

где d_2 и d_{\min} – выходной и минимальный диаметры сопла, α – угол раскрытия расширяющейся части.

4. Истечение с трением:

$$\text{– скоростной коэффициент } \varphi = \frac{w_{2д}}{w_2} = \frac{44,72 \sqrt{h_0 - h_{2д}}}{44,72 \sqrt{h_0 - h_2}}, \quad (9.10)$$

$$\text{– коэффициент потери энергии } \xi = 1 - \varphi^2 = 1 - \frac{h_0 - h_{2д}}{h_0 - h_2}, \quad (9.11)$$

$$\text{откуда получаем } h_{2д} = h_2 + \xi \cdot (h_0 - h_2), \quad (9.12)$$

$$\text{– коэффициент расхода } \mu = \frac{m_{д}}{m}. \quad (9.13)$$

Расчет процесса в диффузоре:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_0, \quad (9.14)$$

где h_1 и w_1 – энтальпия и скорость на входе в диффузор, h_2 и w_2 – энтальпия и скорость на выходе из диффузора, h_0 – энтальпия полного адиабатного торможения.

Дросселирование:

$$h_1 = h_2, \quad (9.15)$$

где h_1 и h_2 – энтальпии рабочего тела на входе и на выходе дросселя.

Коэффициент Джоуля-Томсона:

$$\alpha_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{T \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p}. \quad (9.16)$$

Задачи

9.1. Азот с начальными параметрами $p_1=0,5$ МПа и $t_1=45^\circ\text{C}$ вытекает через сужающееся сопло во внешнюю среду, в которой давление постоянно и равно $p_{\text{ср}}=0,12$ МПа. Считая азот идеальным газом с показателем адиабаты $k=1,4$, определить давление, скорость, температуру и плотность азота в выходном сечении сопла. Определить также площадь выходного сечения, необходимую для обеспечения расхода азота, равного $m = 2$ кг/с. Изменится ли расход азота, если давление внешней среды снизить до $p_{\text{ср}}=0,05$ МПа? Представить процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Скорость газа на входе в сопло не задана, следовательно, она равна 0 и заданные параметры будут соответствовать параметрам полного адиабатного торможения $t_0 = t_1$, $p_0 = p_1$.

Используя формулы (9.3) и (9.4), определяем

$$\beta = \frac{p_{ср}}{p_0} = \frac{0,12}{0,5} = 0,24 \quad \text{и} \quad \beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,528.$$

$\beta < \beta_{кр}$, следовательно, режим течения критический и давление на выходном срезе сопла будет соответствовать критическому давлению:

$$p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_0 = 0,528 \cdot 0,5 = 0,264 \text{ МПа.}$$

Температуру вычислим по формуле:

$$\begin{aligned} \frac{T_{кр}}{T_0} &= \left(\frac{p_{кр}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \beta_{кр}^{\frac{k-1}{k}} = \left[\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right]^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1}; \\ T_{кр} &= \frac{2 \cdot T_0}{k+1} = \frac{2 \cdot 318,15}{1,4+1} = 265,13 \text{ К} = -8^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

По формуле (9.6) или (9.7) найдем выходную скорость:

$$\begin{aligned} w_{кр} &= \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{кр}}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \\ &= \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[1 - \frac{2}{k+1}\right]} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_0} = \sqrt{2 \cdot \frac{1,4}{1,4+1} \cdot \frac{8314,51}{28} \cdot 318,15} = \\ &= 332 \text{ м/с,} \\ a &= w_{кр} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{кр}} = \sqrt{1,4 \cdot \frac{8314,51}{28} \cdot 265,13} = 332 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

По уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1) определим плотность азота на выходе из сопла $\rho_{кр} = p_{кр} / (R \cdot T_{кр}) = 0,264 \cdot 10^6 / \left(\frac{8314,51}{28} \cdot 265,13\right) = 3,35 \text{ кг/м}^3$.

Используя уравнение неразрывности (9.8), выразим площадь выходного сечения $f_2 = \frac{m}{w_{кр} \cdot \rho_{кр}} = \frac{2}{332 \cdot 3,35} = 0,0018 \text{ м}^2$.

Если давление внешней среды снизить до $p_{ср} = 0,05 \text{ МПа}$, то режим течения $\beta = \frac{p_{ср}}{p_0} = \frac{0,05}{0,5} = 0,1 < \beta_{кр}$, останется критическим и расход газа не измениться.

На рисунке 9.2 представлен процесс истечения из суживающегося сопла в T, s – диаграмме.

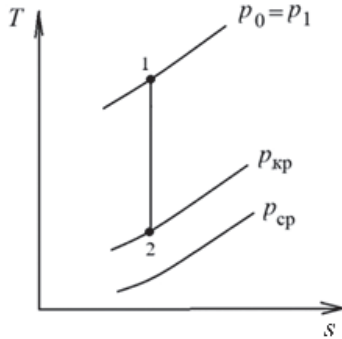


Рис. 9.2. T, s -диаграмма процесса истечения из суживающегося сопла при $\beta < \beta_{кр}$

Ответ: $p_{кр} = 0,264$ МПа, $w_{кр} = 332$ м/с, $t_{кр} = -8^\circ\text{C}$, $\rho_{кр} = 3,35$ м³/кг, $f_2 = 0,0018$ м², $m = \text{const}$.

9.2. Определить массовый секундный расход аргона Ar, вытекающего через суживающееся сопло с диаметром выходного сечения 10 мм при параметрах газа на входе в сопло $p_0 = 1,8$ бар, $t_0 = 300^\circ\text{C}$, и давлением за соплом $p_{ср} = 1$ бар. Истечение считать обратимым адиабатным со скоростью газа на входе в сопло равной нулю. Аргон считать идеальным газом с постоянным коэффициентом Пуассона, равным 1,67. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: $m = 0,03$ кг/с.

9.3. Истечение азота N_2 через суживающееся сопло происходит от $p_0 = 3$ бар до температуры 20°C (на выходе из сопла) в среду с давлением 1,1 бар. Считая процесс истечения обратимым адиабатным с постоянным k , определить скорость газа на выходе из соплового канала и начальную температуру газа перед соплом t_0 . Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: $w_{кр} = 349,1$ м/с, $t_0 = 78,6^\circ\text{C}$.

9.4. Воздух на входе в суживающееся сопло имеет параметры $p_1 = 2,5$ МПа, $t_1 = 400^\circ\text{C}$. Рассчитайте расход воздуха и скорость истечения, если известна площадь выходного сечения сопла, $f_2 = 5,0 \cdot 10^{-4}$ м². Давление среды, в которую вытекает воздух $p_{ср} = 1$ бар. Представить процесс в h, s -диаграмме.

Решение.

Параметры полного адиабатного торможения равны начальным параметрам на входе в сопло $p_0 = p_1$, $t_0 = t_1$, так как $w_1 = 0$.

По таблице [3] определяем энтальпию и относительное давление на входе в сопло $h_0 = f(t_0) = 684,68$ кДж/кг и $\pi_{00} = f(t_0) = 24,888$.

Определяем режим течения (9.3):

$$\beta = \frac{p_{cp}}{p_0} = \frac{0,1}{2,5} = 0,04 < \beta_{кр} = 0,528 \rightarrow \text{критический режим.}$$

Параметры на выходе из сопла, соответствуют критическим. Критическое давление:

$$p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_0 = 0,528 \cdot 2,5 = 1,3345 \text{ МПа.}$$

Из соотношения (9.2) следует $\pi_{0кр} = \pi_{00} \cdot \frac{p_{кр}}{p_0} = 24,888 \cdot \frac{1,3345}{2,5} = 13,285$. По таблице [3] находим критическую температуру и энтальпию $t_{кр} = f(\pi_{0кр}) = 294,26^\circ\text{C}$, $h_{кр} = f(\pi_{0кр}) = 573,06$ кДж/кг.

Скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.5):

$$w_{кр} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{кр}} = 44,72 \sqrt{684,68 - 573,06} = 472,47 \text{ м/с.}$$

По уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1) определим удельный объем газа

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314,51 \cdot 567,41}{28,96 \cdot 1,3345 \cdot 10^6} = 0,122 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Используя уравнение неразрывности (9.8) найдем массовый расход газа

$$m = \frac{w_{кр} \cdot f_2}{v_{кр}} = \frac{472,47 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{0,122} = 1,9 \text{ кг/с.}$$

На рисунке 9.3 представлен процесс истечения из суживающегося сопла в h, s – диаграмме.

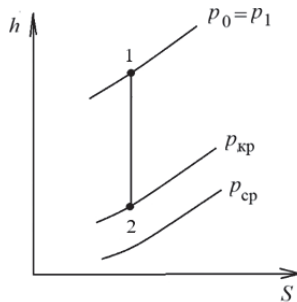


Рис. 9.3. h, s -диаграмма процесса истечения из суживающегося сопла

Ответ: $w_2 = 472,47$ м/с, $m = 1,9$ кг/с.

9.5. Через сужающееся сопло вытекает $m = 1$ кг/с оксида углерода СО в среду с давлением $p_{cp} = 0,6$ МПа. Начальное давление СО $p_1 = 1$ МПа и температура $t_1 = 130^\circ\text{C}$. Определить площади выходного сечения сопла и скорость истечения. Представить процесс в h, s – диаграмме.

Решение.

Параметры полного адиабатного торможения, так как $w_1 = 0$ равны начальным параметрам на входе в сопло $p_0 = p_1, t_0 = t_1$.

По таблице [3] находим энтальпию и относительное давление на входе в сопло $h_0 = f(t_0) = 419,01$ кДж/кг и $\pi_{00} = f(t_0) = 6,2708$.

Определяем режим течения по (9.3)

$$\beta = \frac{p_{cp}}{p_0} = \frac{0,6}{1} = 0,6 > \beta_{кр} = 0,528 \rightarrow \text{докритический режим.}$$

Давление на выходе из сопла, соответствует давлению среды:

$$p_2 = p_{cp} = 0,6 \text{ МПа.}$$

Из соотношения (9.2) следует $\pi_{02} = \pi_{00} \cdot \frac{p_2}{p_0} = 6,2708 \cdot \frac{0,6}{1} = 3,7625$.

По таблице [3] находим температуру на выходе из сопла $t_2 = f(\pi_{02}) = 76^\circ\text{C}$ и энтальпию $h_2 = f(\pi_{02}) = 362,59$ кДж/кг.

Скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.5):

$$w_2 = 44,72 \sqrt{h_0 - h_2} = 44,72 \sqrt{419,01 - 362,59} = 335,91 \text{ м/с.}$$

По уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1) определим удельный объем газа

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{8314,51 \cdot 349,15}{28 \cdot 0,6 \cdot 10^6} = 0,173 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Используя уравнение неразрывности (9.8), найдем площадь выходного сечения сопла

$$f_2 = \frac{m \cdot v_2}{w_2} = \frac{1 \cdot 0,173}{335,91} = 0,000515 \text{ м}^2.$$

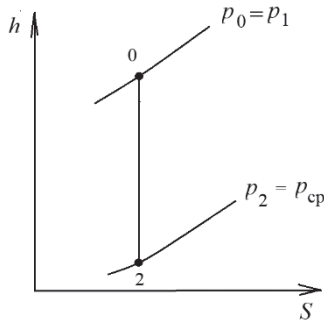


Рис. 9.4. h, s -диаграмма процесса истечения из сужающегося сопла при $\beta > \beta_{кр}$

На рисунке 9.4 представлен процесс истечения из суживающегося сопла в h, s – диаграмме.

Ответ: $f_2 = 0,000515 \text{ м}^2$, $w_2 = 335,91 \text{ м/с}$.

9.6. Определить теоретическую скорость истечения кислорода из баллона с давлением $p_1 = 5 \text{ МПа}$, в среду с давлением $p_{\text{ср}} = 4 \text{ МПа}$ через сопло. Площадь выходного сечения сопла $f_2 = 20 \text{ мм}^2$. Начальная температура кислорода $t_1 = 100^\circ\text{С}$. Как изменится скорость истечения и расход, если газ будет вытекать в атмосферу? В обоих случаях истечение считать адиабатным. Барометрическое давление считать равным $0,1 \text{ МПа}$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $w_2 = 202,3 \text{ м/с}$, $\Delta w_2 = w_{\text{кр}} - w_2 = 133,7 \text{ м/с}$, $\delta m = 23,32\%$.

9.7. Водород с начальным давлением $p_1 = 15 \text{ бар}$ и температурой $t_1 = 120^\circ\text{С}$ истекает через суживающееся сопло $d = 12 \text{ мм}$ в среду с давлением $p_{\text{ср}} = 2 \text{ бар}$. Определить действительные скорость истечения и секундный расход водорода через сопло, если скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,8$. Представить процесс в h, s – диаграмме.

Решение.

Параметры полного адиабатного торможения равны начальным параметрам на входе в сопло $p_0 = p_1$, $t_0 = t_1$.

По таблице [3] определяем $h_0 = f(t_0) = 5567,26 \text{ кДж/кг}$ и $\pi_{00} = f(t_0) = 17,389$.

Определяем режим течения по соотношению (9.3)

$$\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0} = \frac{2}{15} = 0,133 < \beta_{\text{кр}} = 0,528 \rightarrow \text{критический.}$$

Параметры на выходе из сопла, соответствуют критическим

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot p_0 = 0,528 \cdot 1,5 = 0,792 \text{ МПа.}$$

Из соотношения (9.2) следует $\pi_{0\text{кр}} = \pi_{00} \cdot \frac{p_{\text{кр}}}{p_0} = 17,389 \cdot \frac{0,792}{1,5} = 9,1814$. По таблице [3] находим температуру и энтальпию на выходе из сопла $t_{\text{кр}} = f(\pi_{0\text{кр}}) = 55^\circ\text{С}$; $h_{\text{кр}} = f(\pi_{0\text{кр}}) = 4629,85 \text{ кДж/кг}$.

Действительные параметры на выходе из сопла определяем по формуле (9.12):

$$h_{\text{крд}} = h_{\text{кр}} + \xi \cdot (h_0 - h_{\text{кр}}) = 4629,85 + (1 - 0,8^2) \cdot (5567,26 - 4629,85) = 4967,32 \text{ кДж/кг.}$$

По таблице [3] определяем действительную температуру на выходе из сопла $t_{\text{крд}} = f(h_{\text{крд}}) = 79^\circ\text{С}$.

Действительная скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.10):

$$w_{\text{крд}} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{\text{крд}}} = 44,72 \sqrt{5567,26 - 4667,32} = 1095,36 \text{ м/с.}$$

По уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1) определим удельный объем газа

$$v_{\text{крд}} = \frac{R \cdot T_{\text{крд}}}{p_{\text{крд}}} = \frac{8314,51 \cdot 352,15}{2 \cdot 0,792 \cdot 10^6} = 1,848 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь выходного сечения сопла $f_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 113,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$

Используя уравнение неразрывности (9.8), найдем расход:

$$m = \frac{w_{\text{крд}} \cdot f_2}{v_{\text{крд}}} = \frac{1095,36 \cdot 1,13 \cdot 10^{-4}}{1,848} = 0,067 \text{ кг/с.}$$

На рисунке 9.5 представлен процесс истечения из суживающегося сопла в h, s – диаграмме.

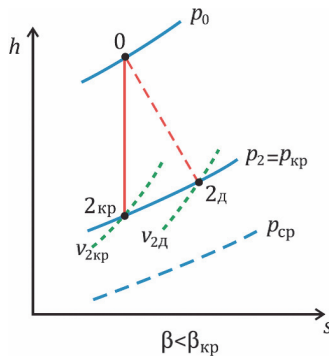


Рис. 9.5. h, s -диаграмма процесса истечения из суживающегося сопла

Ответ: $w_{\text{крд}} = 1095,36 \text{ м/с}$, $m = 0,067 \text{ кг/с}$.

9.8. Водяной пар при давлении $p_1 = 9 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 490^\circ\text{C}$ поступает к суживающимся соплам с начальной скоростью $w_1 = 120 \text{ м/с}$. Давление за соплами $p_{\text{ср}} = 3 \text{ МПа}$. Определите скорость истечения и площадь выходного сечения сопла, если расход пара $m = 1 \text{ кг/с}$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Используя калькулятор [4], определяем параметры водяного пара на входе в сопло энтальпию, энтропию и удельный объем:

$$h_1 = f(p_1, t_1) = 3361,9 \text{ кДж/кг}, s_1 = f(p_1, t_1) = 6,6271 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)} \text{ и } v_1 = f(p_1, t_1) = 0,03616 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По формуле (9.1) определяем энтальпию и давление полного адиабатного торможения:

$$h_0 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 3361,9 + \frac{120^2}{2000} = 3369,1 \text{ кДж/кг},$$

$$p_0 \approx p_1 + \frac{w_1^2}{2 \cdot v_1} = 9 + \frac{120^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,03616} = 9,2 \text{ МПа}.$$

Режим течения определяем по (9.3):

$$\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0} = \frac{3}{9,2} = 0,326 < \beta_{\text{кр}} = 0,546 \rightarrow \text{критический режим}.$$

Параметры на выходе из сопла, соответствуют критическим. Критическое давление

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot p_0 = 0,546 \cdot 9,2 = 5,023 \text{ МПа}.$$

Процесс в сопле обратимый адиабатный, значит $s_{\text{кр}} = s_0 = s_1 = 6,6271 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, используя калькулятор [4], определяем температуру, энтальпию и удельный объем на выходе из сопла $t_{\text{кр}} = f(p_{\text{кр}}, s_{\text{кр}}) = 395,5^\circ\text{C}$, $h_{\text{кр}} = f(p_{\text{кр}}, s_{\text{кр}}) = 3184,99 \text{ кДж/кг}$ и $v_{\text{кр}} = f(p_{\text{кр}}, s_{\text{кр}}) = 0,057 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.5):

$$w_{\text{кр}} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{\text{кр}}} = 44,72 \sqrt{3369,1 - 3184,99} = 606,79 \text{ м/с}.$$

Используя уравнение неразрывности (9.8), найдем площадь выходного сечения сопла

$$f_2 = \frac{m \cdot v_2}{w_2} = \frac{1 \cdot 0,057}{606,79} = 93,94 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

На рисунке 9.6 представлен процесс истечения 0-1-кр из суживающегося сопла в T, s – диаграмме.

Ответ: $w_{\text{кр}} = 606,79 \text{ м/с}$, $f_2 = 94 \text{ мм}^2$.

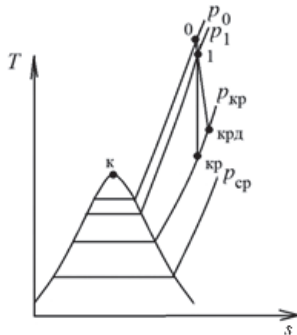


Рис. 9.6. T, s -диаграмма процесса истечения из суживающегося сопла

9.9. Решить задачу 9.8 учитывая потери на трение, заданные скоростным коэффициентом $\varphi = 0,9$. На сколько процентов уменьшится теоретическая скорость истечения, если не учитывать начальную скорость? Представить процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Начало решения в задаче 9.8. Для определения действительной энтальпии на выходе из сопла используем формулу (9.12):

$$h_{\text{крд}} = h_{\text{кр}} + \xi \cdot (h_0 - h_{\text{кр}}) = 3184,99 + (1 - 0,9^2) \cdot (3369,1 - 3184,99) = 3219,97 \text{ кДж/кг.}$$

Используя калькулятор [4], определяем действительные температуру и удельный объем на выходе из сопла $t_{\text{крд}} = f(p_{\text{кр}}, h_{\text{крд}}) = 410^\circ\text{C}$ и $v_{\text{крд}} = f(p_{\text{кр}}, h_{\text{крд}}) = 0,0587 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Действительная скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.10):

$$w_{\text{крд}} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{\text{крд}}} = 44,72 \sqrt{3369,1 - 3219,97} = 546,12 \text{ м/с.}$$

Используя уравнение неразрывности (9.8), найдем площадь выходного сечения сопла

$$f_2 = \frac{m \cdot v_{\text{крд}}}{w_{\text{крд}}} = \frac{1 \cdot 0,0587}{546,12} = 107,49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

На рисунке 9.6 представлен необратимый процесс истечения 0-1-крд из суживающегося сопла в T, s – диаграмме.

Если расчет производить без учета начальной скорости потока, то режим истечения останется критическим, так как $\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_1} = \frac{3}{9,0} = 0,333 < \beta_{\text{кр}}$.

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot p_1 = 0,546 \cdot 9,0 = 4,914 \text{ МПа.}$$

Используя калькулятор [4], определяем энтальпию на выходе из сопла

$$h_{\text{кр}} = f(p_{\text{кр}}, s_{\text{кр}}) = 3178 \text{ кДж/кг.}$$

Выходная теоретическая скорость в соответствии с формулой (9.5):

$$w_{\text{кр}} = 44,72 \sqrt{h_1 - h_{\text{кр}}} = 44,72 \sqrt{3361,9 - 3178} = 606,44 \text{ м/с.}$$

По формуле (9.10) определяем действительную скорость истечения

$$w_{\text{крд}} = w_{\text{кр}} \cdot \varphi = 606,44 \cdot 0,9 = 545,8 \text{ м/с.}$$

Если не учитывать начальную скорость, то погрешность в определении скорости истечения составит $\delta = (546,12 - 545,8) / 546,12 = 0,06\%$.

Ответ: $w_{\text{крд}} = 546,12 \text{ м/с}$, $f_2 = 107 \text{ мм}^2$, $\delta = 0,06\%$.

9.10. Азот N_2 при давлении $p_1 = 3,0$ МПа и температуре $t_1 = 500^\circ\text{C}$ поступает со скоростью $w_1 = 140$ м/с к суживающимся соплам. Давление за соплами $p_{cp} = 0,3$ МПа. Определить площадь выходного сечения сопла и температуру газа на выходе из сопла. Расход азота 720 кг/ч. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $f_2 = 0,0456$ м², $t_{кр} = 386^\circ\text{C}$.

9.11. Воздух при давлении $p_1 = 4,0$ МПа и температуре $t_1 = 550^\circ\text{C}$ поступает к суживающимся соплам, давление за которыми $p_{cp} = 2,0$ МПа. Определить расход газа, если площадь выходного сечения сопла равна 230 мм², а скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,9$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $m = 1,11$ кг/с.

9.12. Оксид углерода при давлении $p_1 = 2,0$ МПа и температуре $t_1 = 450^\circ\text{C}$ поступает со скоростью $w_1 = 120$ м/с к суживающимся соплам. Давление за соплами $p_{cp} = 0,4$ МПа. Определить площадь выходного сечения сопла и температуру газа на выходе из сопла. Расход оксида углерода 2,6 кг/с. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,93$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $f_2 = 1014,2$ мм², $t_{крд} = 357^\circ\text{C}$.

9.13. К суживающимся соплам поступает водяной пар с давлением $p_1 = 1,6$ МПа и температурой $t_1 = 380^\circ\text{C}$, имеющий начальную скоростью $w_1 = 150$ м/с. Определить расход пара через сопла, если площадь выходных сечений 160 мм², а давление среды $p_{cp} = 0,4$ МПа. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $m = 0,325$ кг/с.

9.14. Водяной пар при давлении $p_1 = 8,0$ МПа и температуре $t_1 = 430^\circ\text{C}$ поступает с начальной скоростью $w_1 = 150$ м/с к суживающимся соплам. Давление за соплом $p_{cp} = 5,0$ МПа. Определить площадь выходного сечения сопел, скорость пара на выходе и его температуру, если расход пара составляет 3,5 кг/с, а скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,91$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $f_2 = 389,83$ мм², $w_{2д} = 485,37$ м/с, $t_{крд} = 367,3^\circ\text{C}$.

9.15. К соплам газовой турбины подводятся продукты сгорания с параметрами $p_1 = 12$ бар и $t_1 = 600^\circ\text{C}$. Давление за соплами $p_{cp} = 1,2$ бар. Расход газа через сопло 0,4 кг/с. Определить тип сопла и его геометрические размеры. Считать, что рабочее тело обладает свойствами воздуха. Представить процесс в h, s – диаграмме.

Решение.

Параметры полного адиабатного торможения равны начальным параметрам на входе в сопло $p_0 = p_1$, $t_0 = t_1$.

По таблице [3] определяем энтальпию и относительное давление на входе в сопло $h_0 = f(t_0) = 903,09$ кДж/кг и $\pi_{00} = f(t_0) = 66,884$.

Определяем режим течения по (9.3):

$$\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0} = \frac{1,2}{12} = 0,1 < \beta_{\text{кр}} = 0,528 - \text{выбираем сопло Лавала.}$$

Параметры в минимальном сечении сопла, соответствуют критическим. Критическое давление:

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot p_0 = 0,528 \cdot 1,1 = 0,634 \text{ МПа.}$$

Из соотношения (9.2) следует $\pi_{0\text{кр}} = \pi_{00} \cdot \frac{p_{\text{кр}}}{p_0} = 66,884 \cdot \frac{0,634}{1,2} = 35,315$. По таблице [3] находим критические температуру и энтальпию $t_{\text{кр}} = f(\pi_{0\text{кр}}) = 466^\circ\text{C}$, $h_{\text{кр}} = f(\pi_{0\text{кр}}) = 755,71$ кДж/кг.

Скорость в минимальном сечении сопла в соответствии с формулой (9.5):

$$w_{\text{кр}} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{\text{кр}}} = 44,72 \sqrt{903,09 - 755,71} = 542,9 \text{ м/с.}$$

По уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1) определим удельный объем газа

$$v_{\text{кр}} = \frac{R \cdot T_{\text{кр}}}{p_{\text{кр}}} = \frac{8314,51 \cdot 739,15}{28,97 \cdot 0,634 \cdot 10^6} = 0,335 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Площадь минимального сечения сопла определим, используя уравнение неразрывности (9.8):

$$f_{\text{min}} = \frac{v_{\text{кр}} \cdot m}{w_{\text{кр}}} = \frac{0,335 \cdot 0,4}{542,9} = 246,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

диаметр этого сечения:

$$d_{\text{min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{min}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 246,8 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0177 \text{ м.}$$

В выходном сечении сопла установится давление среды $p_2 = p_{\text{ср}}$, тогда относительное давление на выходе из сопла по (9.2) $\pi_{02} = \pi_{00} \cdot \frac{p_2}{p_0} = 66,884 \cdot \frac{0,12}{1,2} = 6,6884$. По таблице [3] находим температуру и энтальпию на выходе из сопла $t_2 = f(\pi_{02}) = 195,8^\circ\text{C}$, $h_2 = f(\pi_{02}) = 471,3$ кДж/кг.

Скорость в выходном сечении сопла (9.5):

$$w_2 = 44,72 \sqrt{h_0 - h_2} = 44,72 \sqrt{903,09 - 471,3} = 929,26 \text{ м/с.}$$

Удельный объем газа (3.1):

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{8314,51 \cdot 468,95}{28,96 \cdot 0,12 \cdot 10^6} = 1,122 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Площадь выходного сечения сопла (9.8)

$$f_2 = \frac{v_2 \cdot m}{w_2} = \frac{1,122 \cdot 0,4}{929,26} = 482,96 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

диаметр этого сечения:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 482,96 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0248 \text{ м}.$$

Длина расширяющейся части сопла Лаваля (9.9)

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,0248 - 0,0177}{2 \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0,0338 \text{ м}.$$

На рисунке 9.7 представлен процесс истечения из сопла Лаваля в h, s -диаграмме.

Ответ: сопло Лаваля, $d_2 = 0,0248$ м, $d_{\min} = 0,0177$ м, $l = 0,034$ м.

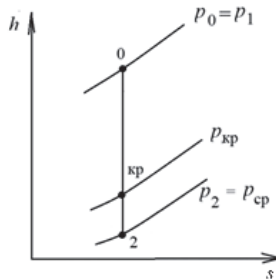


Рис. 9.7. h, s -диаграмма процесса истечения из сопла Лаваля

9.16. Водяной пар с давлением $p_1 = 60$ бар и температурой $t_1 = 590^\circ\text{C}$ истекает в среду с давлением $p_{\text{ср}} = 7$ бар. Расход пара через сопло составляет $3,5$ кг/с. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,9$. Выбрать тип сопла, найти скорость истечения и геометрические размеры сопла. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: сопло Лаваля, $w_{2\text{д}} = 1035,56$ м/с, $d_{2\text{д}} = 0,0407$ м, $d_{\text{минд}} = 0,0282$ м, $l = 0,0595$ м.

9.17. Перегретый пар с давлением $p_1 = 180$ бар и температурой $t_1 = 560^\circ\text{C}$ истекает в среду с давлением $p_{\text{ср}} = 105$ бар. Диаметр выходного отверстия сопла $0,027$ м. Выбрать тип сопла и найти массовый расход пара через него. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Решение.

Параметры полного адиабатного торможения равны начальным параметрам на входе в сопло $p_0 = p_1$, $t_0 = t_1$.

Используя, калькулятор [4], определяем энтальпию и энтропию пара на входе в сопло $h_0 = f(p_0, t_0) = 3447$ кДж/кг и $s_0 = f(p_0, t_0) = 6,443$ кДж/(К·кг).

Режим течения (9.3)

$$\beta = \frac{p_{\text{ср}}}{p_0} = \frac{105}{180} = 0,583 > \beta_{\text{кр}} = 0,546 \rightarrow \text{Суживающееся сопло.}$$

Давление на выходе из сопла, соответствует давлению среды $p_2 = p_{\text{ср}}$. Процесс в сопле обратимый адиабатный, тогда $s_2 = s_0 = s_1$, используя калькулятор [4], определяем параметры на выходе из сопла $t_2 = f(p_2, s_2) = 463,8^\circ\text{C}$, $h_2 = f(p_2, s_2) = 3273$ кДж/кг и $v_2 = f(p_2, s_2) = 0,02901$ м³/кг.

Скорость на выходе из сопла в соответствии с формулой (9.5):

$$w_2 = 44,72\sqrt{h_0 - h_2} = 44,72\sqrt{3447 - 3273} = 589,9 \text{ м/с.}$$

$$\text{Площадь выходного сечения сопла } f_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,027)^2}{4} = 572,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Используя уравнение неразрывности (9.8), найдем массовый расход

$$m = \frac{w_2 \cdot f_2}{v_2} = \frac{589,9 \cdot 5,72 \cdot 10^{-4}}{0,02901} = 11,64 \text{ кг/с.}$$

На рисунке 9.8 представлен процесс истечения из суживающегося сопла в T, s -диаграмме.

Ответ: суживающееся сопло; $w_2 = 589,9$ м/с; $m = 11,64$ кг/с.

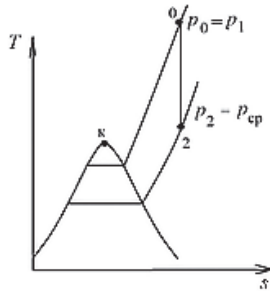


Рис. 9.8. T, s -диаграмма процесса истечения из суживающегося сопла

9.18. Кислород с параметрами $p_1 = 10$ бар, $t_1 = 200^\circ\text{C}$ вытекает из сопла с выходным сечением $f_2 = 200$ мм². Определить тип сопла, скорость газа на выходе и его расход, если температура O_2 на выходе из сопла становится равной $t_2 = 137^\circ\text{C}$. Трением пренебречь. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: суживающееся сопло, $w_2 = 346,54$ м/с, $m = 0,39$ кг/с.

9.19. Как велика скорость истечения перегретого водяного пара через сопло Лавая, если начальные параметры пара $p_1 = 1,4$ МПа и $t_1 = 290^\circ\text{C}$, а конечное давление пара $p_2 = 0,005$ МПа. Чему была бы равна эта скорость, если бы сопло было суживающимся? Процесс истечения считать обратимым. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: сопло Лавая $w_2 = 1349,77$ м/с, суживающееся сопло $w_2 = 532,9$ м/с.

9.20. Давление водорода на входе в сопло Лавая $p_1 = 7,0$ МПа, температура $t_1 = 620^\circ\text{C}$ и скорость $w_1 = 130$ м/с. Определить расход водорода и скорости его в минимальном и выходном сечениях сопла, если давление за соплом $1,5$ МПа, а площадь выходного сечения сопла равна 320 мм². Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,92$. Рассчитать также длину расширяющейся части сопла. Представить процесс в h, s – диаграмме.

Решение.

Параметры на входе в сопло определим по таблице [3]: $h_1 = f(t_1) = 12861,71$ кДж/кг и $\pi_{01} = f(t_1) = 315,59$.

Энтальпия полного адиабатного торможения (9.1):

$$h_0 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 12861,71 + \frac{130^2}{2000} = 12870,16 \text{ кДж/кг.}$$

По таблице [3] находим значения температуры и относительного давления $t_0 = f(h_0) = 620,6^\circ\text{C}$ и $\pi_{00} = f(t_0) = 316,31$. Давление полного адиабатного торможения $p_0 = p_1 \cdot \frac{\pi_{00}}{\pi_{01}} = 7,0 \cdot \frac{316,31}{315,59} = 7,016$ МПа.

Параметры в выходном сечении, находятся при давлении среды $p_2 = p_{\text{ср}} = 1,5$ МПа, по (9.2) находим $\pi_{02} = \pi_{00} \cdot \frac{p_2}{p_0} = 316,31 \cdot \frac{1,5}{7,016} = 67,63$, по таблице [3] находим температуру $t_2 = f(\pi_{02}) = 305,4^\circ\text{C}$ и энтальпию в выходном сечении сопла $h_2 = f(\pi_{02}) = 8255,75$ кДж/кг.

По (9.12) рассчитываем действительную энтальпию на выходе из сопла:

$$h_{2д} = h_2 + \xi \cdot (h_0 - h_2) = 8255,75 + (1 - 0,92^2) \cdot (12870,16 - 8255,75) = 8964,52 \text{ кДж/кг.}$$

По таблице [3] находим температуру $t_{2д} = f(h_{2д}) = 354,1^\circ\text{C}$. Из уравнения Клапейрона–Менделеева (3.1) удельный объем $v_{2д} = \frac{R \cdot T_{2д}}{p_2} = 1,738$ м³/кг.

Скорость в выходном сечении (9.5)

$$w_{2д} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{2д}} = 44,72 \sqrt{12870,16 - 8964,52} = 2794,78 \text{ м/с.}$$

Расход газа через сопло (9.8):

$$m = \frac{w_{2д} \cdot f_2}{v_{2д}} = \frac{2794,78 \cdot 320 \cdot 10^{-6}}{1,738} = 0,51 \text{ кг/с},$$

а диаметр этого сечения $d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 320 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0202 \text{ м}.$

Параметры в минимальном сечении – критические. Критическое давление $p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_0 = 0,528 \cdot 7,016 = 3,704 \text{ МПа}$, по (9.2) относительное давление в минимальном сечении $\pi_{0кр} = \pi_{00} \cdot \frac{p_{кр}}{p_0} = 316,31 \cdot \frac{3,704}{7,016} = 166,992$. По таблице [3] находим критическую температуру и энтальпию $t_{кр} = f(\pi_{0кр}) = 475,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $h_{кр} = f(\pi_{0кр}) = 10714,02 \text{ кДж/кг}$.

По (9.12) $h_{крд} = h_{кр} + \xi \cdot (h_0 - h_{кр})$;

$$h_{крд} = 10714,02 + (1 - 0,92^2) \cdot (12870,16 - 10714,02) = 11045,2 \text{ кДж/кг}.$$

По таблице [3] находим действительную критическую температуру $t_{крд} = f(h_{крд}) = 496,7^\circ\text{C}$. Удельный объем рассчитываем по уравнению Клапейрона–Менделеева (3.1) $v_{крд} = \frac{R \cdot T_{крд}}{p_{кр}} = 0,864 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Действительная скорость в минимальном сечении (9.5):

$$w_{крд} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{крд}} = 44,72 \sqrt{12870,16 - 11045,2} = 1910,42 \text{ м/с}.$$

Площадь и диаметр этого сечения:

$$f_{\min} = \frac{m \cdot v_{крд}}{w_{крд}} = \frac{0,51 \cdot 0,864}{1910,42} = 230,65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\min}}{\pi}} = 0,0171 \text{ м}.$$

Длина расширяющейся части сопла Лавалья (9.9):

$$l = \frac{d_2 - d_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,0202 - 0,0171}{2 \operatorname{tg} \frac{12}{2}} = 0,0147 \text{ м}.$$

На рисунке 9.16 представлен процесс истечения из сопла Лавалья в h, s – диаграмме.

Ответ: $m = 0,51 \text{ кг/с}$, $w_{крд} = 1910,42 \text{ м/с}$, $w_{2д} = 2794,78 \text{ м/с}$, $l = 0,0147 \text{ м}$.

9.21. Определить скорость истечения азота N_2 из сопла Лавалья и площади минимального и выходного сечений этого сопла. Параметры газа на входе в сопло: $p_1 = 1,3 \text{ МПа}$, $t_1 = 610^\circ\text{C}$, скорость $w_1 = 160 \text{ м/с}$, давление за соплом $0,15 \text{ МПа}$. Расход газа $0,3 \text{ кг/с}$. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Ответ: $w_2 = 941,5 \text{ м/с}$, $f_{\min} = 167,7 \text{ мм}^2$, $f_2 = 309,5 \text{ мм}^2$.

9.22. Определить расход водяного пара через сопло Лавалья, если параметры пара на входе в сопло $p_1 = 1,7 \text{ МПа}$, $t_1 = 340^\circ\text{C}$, а начальная скорость $w_1 = 170 \text{ м/с}$. Давление за соплом $0,5 \text{ МПа}$. Площадь выходного

сечения сопла равна 270 мм^2 , а скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,94$. Определить также площадь минимального сечения и температуру пара на выходе из сопла. Представить процесс в T, s – диаграмме.

Решение.

Используя, калькулятор [4], определяем параметры на входе в сопло $h_1 = f(p_1, t_1) = 3122 \text{ кДж/кг}$, $s_1 = f(p_1, t_1) = 7,005 \text{ кДж/(кг·К)}$ и $v_1 = f(p_1, t_1) = 0,161 \text{ м}^3/\text{кг}$. По (9.1) определяем энтальпию и давление полного адиабатного торможения:

$$h_0 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 3122 + \frac{170^2}{2000} = 3136,45 \text{ кДж/кг},$$

$$p_0 \approx p_1 + \frac{w_1^2}{2 \cdot v_1} = 1,7 + \frac{170^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,161} = 1,79 \text{ МПа}.$$

Параметры в выходном сечении, находятся при давлении среды:

$$p_2 = p_{\text{ср}} = 0,5 \text{ МПа и } s_2 = s_1,$$

тогда $h_2 = f(p_2, s_2) = 2830 \text{ кДж/кг}$, по (9.12) находим действительные значения $h_{2д} = h_2 + \xi \cdot (h_0 - h_2) = 2830 + (1 - 0,94^2) \cdot (3136,45 - 2830) = 2865,67 \text{ кДж/кг}$ → используя калькулятор [4], определяем действительные температуру и удельный объем в выходном сечении $t_{2д} = f(p_2, h_{2д}) = 204,6^\circ\text{C}$ и $v_{2д} = f(p_2, h_{2д}) = 0,4296 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Рассчитаем скорость пара в выходном сечении по (9.5):

$$w_{2д} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{2д}} = 44,72 \sqrt{3136,45 - 2865,67} = 735,9 \text{ м/с}.$$

Расход газа через сопло по (9.8):

$$m = \frac{w_{2д} \cdot f_2}{v_{2д}} = \frac{735,9 \cdot 270 \cdot 10^{-6}}{0,4296} = 0,46 \text{ кг/с}.$$

Параметры в минимальном сечении – критические:

$$p_{\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} \cdot p_0 = 0,546 \cdot 1,79 = 0,977 \text{ МПа},$$

тогда $h_{\text{кр}} = f(p_{\text{кр}}, s_{\text{кр}}) = 2979 \text{ кДж/кг}$, по (9.12) находим действительные значения $h_{\text{крд}} = h_{\text{кр}} + \xi \cdot (h_0 - h_{\text{кр}}) = 2979 + (1 - 0,94^2) \cdot (3136,45 - 2979) = 2997,33 \text{ кДж/кг}$. Используя калькулятор [4], находим действительные температуру и удельный объем в минимальном сечении $t_{\text{крд}} = f(p_{\text{кр}}, h_{\text{крд}}) = 274,4^\circ\text{C}$ и $v_{\text{крд}} = f(p_{\text{кр}}, h_{\text{крд}}) = 0,2511 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Рассчитаем действительную скорость пара в минимальном сечении по (9.5)

$$w_{\text{крд}} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{\text{крд}}} = 44,72 \sqrt{3136,45 - 2997,33} = 527,5 \text{ м/с}.$$

Площадь этого сечения:

$$f_{\text{min}} = \frac{m \cdot v_{\text{крд}}}{w_{\text{крд}}} = \frac{0,46 \cdot 0,2511}{527,5} = 218,97 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

На рисунке 9.9 представлен процесс истечения водяного пара из сопла Лавала в T, s – диаграмме.

Ответ: $m = 0,46 \text{ кг/с}$, $f_{\text{min}} = 218,97 \text{ мм}^2$, $t_{2д} = 204,6^\circ\text{C}$.

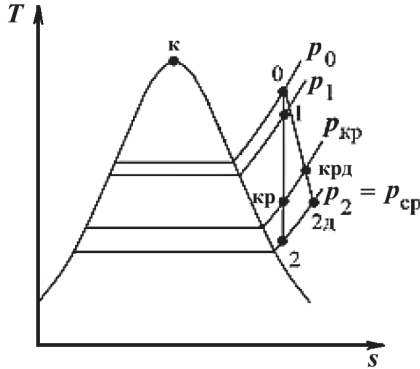


Рис. 9.9. T, s -диаграмма процесса истечения из сопла Лаваля

9.23. Водяной пар при давлении $p_1 = 12$ МПа и температуре $t_1 = 450^\circ\text{C}$ поступает к соплу Лаваля. Давление за соплом $p_{ср} = 2,5$ МПа. Определить площадь выходного сечения, скорость пара в минимальном сечении и на выходе из сопла, расход пара, если площадь минимального сечения сопла 75 мм^2 . Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: $f_2 = 103,9 \text{ мм}^2$, $w_{кр} = 572,7 \text{ м/с}$, $w_2 = 876,33 \text{ м/с}$, $m = 1,11 \text{ кг/с}$.

9.24. Во сколько раз изменится теоретическая скорость истечения сухого насыщенного пара с давлением $p_1 = 4,5$ МПа в атмосферу, если суживающееся сопло заменить соплом Лаваля? Трение не учитывать. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: скорость увеличится в 2,5 раза.

9.25. Влажный пар, имеющий давление 18 бар и степень сухости 0,95 вытекает из сопла Лаваля в среду с давлением 1,8 бар. Скоростной коэффициент сопла $\varphi = 0,95$. Определить действительную скорость истечения и действительную энтальпию пара на выходе из сопла. Представить процесс в T, s -диаграмме.

Ответ: $w_{2д} = 830,3 \text{ м/с}$; $h_{2д} = 2355,25 \text{ кДж/кг}$.

9.26. Воздух при истечении через сопло расширяется от давления p_0 до давления p_k . Какое сопло нужно выбрать для того, чтобы скорость газа на выходе из сопла была максимальной, если

- $p_0 = 10$ бар, $p_k = 5$ бар;
- $p_0 = 50$ бар, $p_k = 10$ бар;
- $p_0 = 8$ бар, $p_k = 2$ бар.

Ответ: сопло Лаваля, вариант б.

9.27. Рассчитать геометрию сверхзвуковой части сопла Лаваля для расхода продуктов сгорания, равного 5400 кг/ч. Продукты сгорания рассматривать как идеальный газ с показателем адиабаты 1,29 и газовой постоянной 293 Дж/(кг·К), начальная температура газов – 2400 К, давление перед входом в сопло 20 бар, на выходе 1 бар. Угол конусности сопла принять равным $\alpha=14^\circ$.

Ответ: $f_{\min} = 945 \text{ мм}^2, f_2 = 3072 \text{ мм}^2, l = 0,08 \text{ м}$.

9.28 Поток воздуха с давлением 9 МПа движется по трубе со скоростью 400 м/с. Термометр, помещенный в поток газа, показывает температуру 480°C. Определить температуру воздуха в трубе.

Ответ: $t = 405^\circ\text{C}$.

9.29. Известны параметры полного адиабатного торможения водяного пара $p_0 = 5 \text{ МПа}, t_0 = 290^\circ\text{C}$. Требуется определить параметры, при которых наступает кризис течения.

Решение.

Воспользовавшись калькулятором [4], определяем параметры торможения – энтальпию и энтропию $h_0 = f(p_0, t_0) = 2893 \text{ кДж/кг}$ и $s_0 = f(p_0, t_0) = 6,153 \text{ кДж/(кг·К)}$.

В первом приближении примем критическое давление $p_{кр} = 0,546 \cdot p_0 = 2,73 \text{ МПа}$. Сравнивая скорости, рассчитанные по формулам (9.5) и (9.7) найдем истинные значения критических параметров:

$$w_{кр} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{кр}} \quad \text{и} \quad a = \sqrt{k \cdot p_{кр} \cdot v_{кр}}, \quad \text{где } k=1,3.$$

Для удобства результаты расчетов сведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

$p_{кр},$ МПа	$v_{кр} = f(p_{кр}, s_{кр}),$ м ³ /кг	$h_{кр} = f(p_{кр}, s_{кр}),$ кДж/кг	$a,$ м/с	$w_{кр},$ м/с	$\Delta,$ м/с
2,73	0,07188	2768,0	505,08	499,98	5,09
2,72	0,072112	2767,3	504,96	501,38	3,58
2,71	0,072350	2766,6	504,87	502,78	2,09
2,7	0,072590	2765,9	504,77	504,17	0,60
2,69	0,072831	2765,1	504,67	505,75	– 1,08
2,68	0,073073	2764,4	504,57	507,13	– 2,57

По результатам расчета на рис. 9.10 построены зависимости скоростей $w_{кр}$ и a от $p_{кр}$.

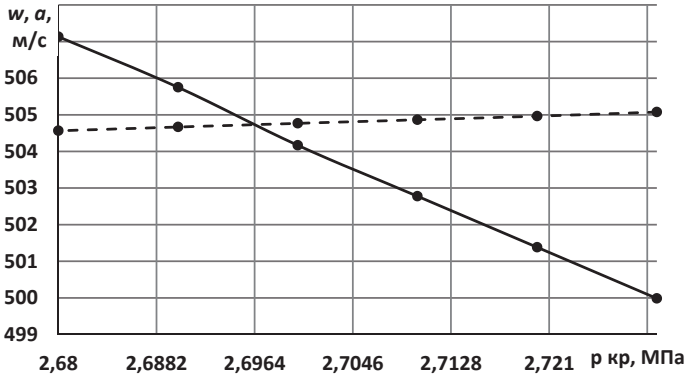


Рис. 9.10. Зависимость скорости w и a от давления

Как видно из графика критическое давление составляет 2,6964 МПа.

Ответ: $p_{кр} = 2,6964$ МПа.

9.30. Определите критические параметры истечения воздуха, если заданы следующие параметры полного адиабатного торможения $p_0 = 2$ МПа, $t_0 = 310^\circ\text{C}$.

Решение.

По таблице [3] найдем $h_0 = 589,51$ кДж/кг, $\pi_{00} = 14,671$. В первом приближении примем $T_{кр} = \frac{2}{k+1} T_0 = \frac{2}{1,4+1} \cdot 583,15 = 485,96$ К.

Сравнивая скорости, рассчитанные по формулам (9.5) и (9.7), найдем истинные значения критических параметров:

$$w_{кр} = 44,72 \sqrt{h_0 - h_{кр}} \quad \text{и} \quad a = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{кр}}$$

Для удобства результаты расчетов сведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

$T_{кр}$, К	$h_{кр} = f(p_{кр}, s_{кр})$, кДж/кг	a , м/с	$w_{кр}$, м/с	Δ , м/с
485,96	488,94	441,88	448,47	- 6,59
487,15	489,97	442,42	446,17	- 3,75
488,15	491,00	442,88	443,86	- 0,98
489,15	492,03	443,33	441,53	1,80

По результатам расчета на рис. 9.11 построены зависимости скоростей $w_{кр}$ и a от $T_{кр}$.

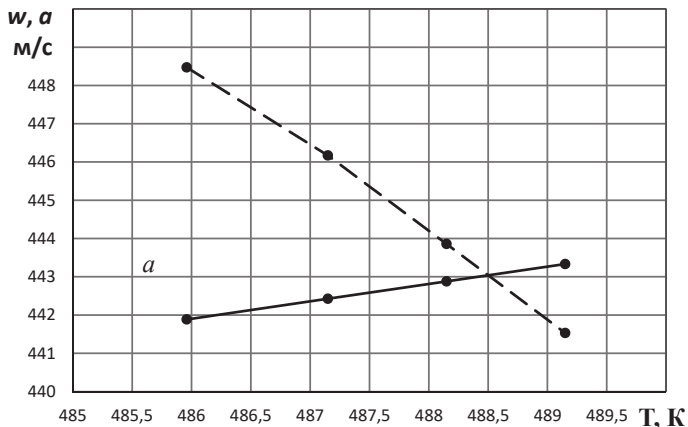


Рис. 9.11. Зависимость скорости w и a от температуры

Как видно из рисунка 9.11 критическая температура составляет 488,5 К. По таблице [3] находим $\pi_{0кр} = f(h_{кр}) = 7,7397$, тогда давление составит

$$p_{кр} = p_0 \cdot \frac{\pi_{0кр}}{\pi_{00}} = 2 \cdot \frac{7,7397}{14,671} = 1,06 \text{ МПа.}$$

Ответ: $p_{кр} = 1,06 \text{ МПа.}$

9.31. Водяной пар с давлением $p_1 = 100$ бар и температурой $t_1 = 320^\circ\text{C}$ дросселируется до давления $p_2 = 30$ бар. Определить параметры конечного состояния пара.

Ответ: $h_2 = 2782,7 \text{ кДж/кг, } t_2 = 233,9^\circ\text{C, } x_2 = 98,9, s_2 = 6,145 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$

9.32. На ГРС (газораспределительных станциях) для регулирования давления газа применяют дроссельные клапаны. Определите, чему равна потеря эксергии дросселируемого газа. Газ перед дроссельным клапаном имеет давление 5,5 МПа и температуру 20°C , после дросселя давление падает до 1,2 МПа. За газ принять метан CH_4 . Температура окружающей среды 20°C .

Ответ: $\Delta e = 217,99 \text{ кДж/кг.}$

9.33. До какого давления необходимо дросселировать перегретый пар, находящийся при температуре 330°C и давлении 12 МПа, чтобы он стал насыщенным.

Ответ: 9,88 МПа и 0,32 МПа.

9.34. До какого давления p_2 необходимо дросселировать влажный пар при $p_1 = 5$ бар и $x_1 = 0,9$, чтобы он стал сухим насыщенным?

Ответ: 0,0023 МПа.

9.35. Воздух в количестве 3 кг при температуре $t_1 = 250^{\circ}\text{C}$ дросселируется от давления $p_1 = 2,1$ МПа до давления 0,7 МПа. Определить изменение энтропии в рассматриваемом процессе.

Ответ: $\Delta S = 0,95$ кДж/К.

9.36. Воздух с параметрами $p_1=1$ бар и $t_1=10^{\circ}\text{C}$ тормозится в диффузоре от критической скорости до скорости 100 м/с. Определить температуру и давление воздуха на выходе из диффузора, считая его идеальным двухатомным газом с $k = \text{const}$, а процесс торможения обратимым – адиабатным. Определить также параметры полностью заторможенного потока в диффузоре. Представить процесс в диффузоре в h, s – диаграмме.

Решение.

На рисунке 9.12 показан процесс в диффузоре в h, s – диаграмме.

По таблице [3] по t_1 определим энтальпию и относительное давление на входе в диффузор $h_1 = 283,35$ кДж/кг, $\pi_{01} = 1,1323$. Скорость звука определяем по формуле (9.7):

$$w_1 = a = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1} = \sqrt{1,4 \cdot \frac{8314,51}{28,96} \cdot 283,15} = 337,36 \text{ м/с.}$$

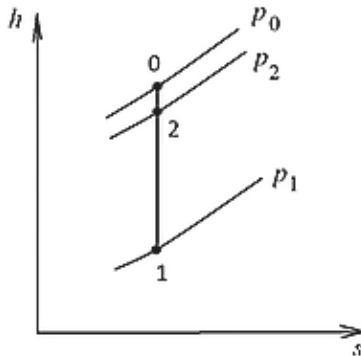


Рис. 9.12. h, s -диаграмма процесса в диффузоре

Воспользовавшись формулой (9.1), находим энтальпию на выходе из диффузора:

$$h_2 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = 283,35 + \frac{337,36^2}{2000} - \frac{100^2}{2000} = 335,26 \text{ кДж/кг.}$$

По найденной энтальпии по таблице [3] определяем температуру на выходе из диффузора: $t_2 = f(h_2) = 62^\circ\text{C}$ и относительное давление $\pi_{02} = f(h_2) = 2,0428$. Из (9.2) следует $p_2 = p_1 \cdot \frac{\pi_{02}}{\pi_{01}} = 1 \cdot \frac{2,0428}{1,1323} = 1,8 \text{ МПа}$.

Энтальпию полностью заторможенного потока в диффузоре определим по формуле (9.1) $h_0 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} = 283,35 + \frac{337,36^2}{2000} = 340,26 \text{ кДж/кг}$. По таблице [3] находим температуру и относительное давление $t_0 = f(h_0) = 67^\circ\text{C}$ и $\pi_{00} = f(h_0) = 2,1517$, тогда давление составит (9.2):

$$p_0 = p_2 \cdot \frac{\pi_{00}}{\pi_{02}} = 1,8 \cdot \frac{2,1517}{2,0428} = 1,9 \text{ МПа.}$$

Ответ: $p_2 = 1,8 \text{ бар}$, $t_2 = 62^\circ\text{C}$, $p_0 = 1,9 \text{ бар}$, $t_0 = 67^\circ\text{C}$.

9.37. Определить температуру и давление полностью заторможенного потока водяного пара на выходе из диффузора, если на входе в диффузор пар имеет $p_1 = 1 \text{ бар}$, $t_1 = 120^\circ\text{C}$, $w_1 = 400 \text{ м/с}$. Процесс торможения считать обратимым адиабатным.

Ответ: $t_0 = 162^\circ\text{C}$, $p_0 = 1,53 \text{ бар}$.

10. ПРОЦЕССЫ В КОМПРЕССОРАХ

Основные формулы

1. *Компрессором* называется машина для сжатия газа или пара за счет подвода работы l_K (мощности N); l_K – удельная (техническая) работа, подводимая к компрессору, затрачивается на сжатие 1 кг газа или пара. Поэтому $l_{\text{техн}} < 0$. Принято считать работу компрессора положительной величиной, поэтому

$$l_K = |l_{\text{техн}}| = -l_{\text{техн}}. \quad (10.1)$$

Мощность компрессора (мощность привода):

$$N = m l_K, \quad (10.2)$$

где m – массовый расход газа.

Различают *неохлаждаемые* компрессоры, в которых теплота не подводится к газу и не отводится от него, и *охлаждаемые* – в которых теплота q отводится от газа в компрессоре. К охлаждаемым компрессорам относят и *многоступенчатые* компрессоры, в которых теплота q_0 отводится от газа в специальных охладителях.

2. В *неохлаждаемых* компрессорах реализуется адиабатное сжатие $q = 0$. Для *обратимого процесса*, происходящего без выделения теплоты трения, $s_2 = s_1$, а удельная работа компрессора, в соответствии с (2.16) и (10.1), равна

$$l_K = h_2 - h_1, \quad (10.3)$$

как это показано на рис.10.1.

Удельные энтальпии газа или пара, необходимые для расчета процессов в компрессорах, могут быть найдены или с помощью специального «Калькулятора свойств газов» [4], или с помощью Таблиц [2, 3, 5, 6].

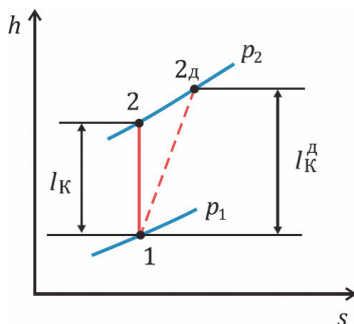


Рис. 10.1. Обратимый (1-2) и необратимый (1-2д) процесс сжатия газа в неохлаждаемом компрессоре

Для идеального газа, у которого $c_p = \text{const}$, выражение (10.3) может быть заменено на

$$l_k = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (10.4)$$

где k – показатель адиабаты идеального газа.

В реальном (действительном, необратимом из-за трения) процессе 1-2д $s_{2д} > s_1$ (рис. 10.1), а действительная работа определяется как

$$l_K^д = l_K / \eta_{oi}^K = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K = h_{2д} - h_1, \quad (10.5)$$

где $\eta_{oi}^K = l_K / l_K^д$ – внутренний относительный (адиабатный) КПД компрессора.

Потребляемая компрессором мощность (мощность привода) находится аналогично (10.2):

$$N_K = ml_K^д, \quad (10.6)$$

а энтальпия сжатого газа $h_{2д}$ – из уравнения (10.5).

3. В охлаждаемом компрессоре осуществляется политропное ($p v^n = \text{const}$) сжатие газа ($1 < n < k$) с одновременным отводом теплоты q . На рисунке 10.2 и рисунке 10.3 в p, v - и T, s -диаграммах показаны обратимые (без учета трения) политропные процессы сжатия газа (1-2n) в охлаждаемом компрессоре в сравнении с адиабатным сжатием (1-2s) в неохлаждаемом компрессоре и с изотермическим сжатием в процессе 1-2t.

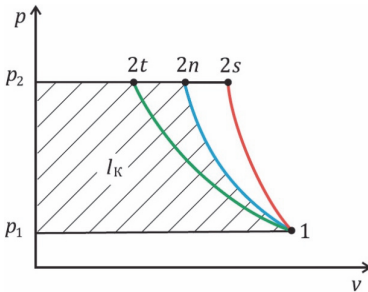


Рис. 10.2

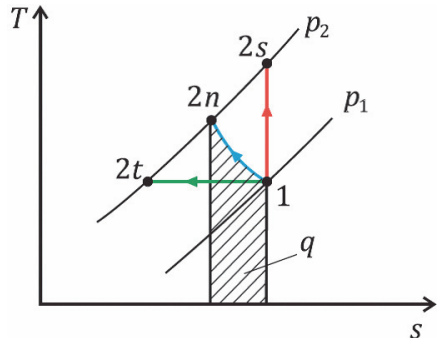


Рис. 10.3

Изотермический (1-2t), политропный (1-2n) и адиабатный (1-2s) процессы сжатия газа в p, v – (рис. 10.2) и T, s – (рис. 10.3) диаграммах.

Удельная работа, затрачиваемая на сжатие *реального газа* в охлаждаемом компрессоре (без учета трения) и показанная на p, v - диаграмме заштрихованной площадью (рис. 10.2), рассчитывается по формуле:

$$l_K = -l_{\text{техн}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (10.7)$$

При сжатии идеального газа формула (10.7) преобразуется к виду

$$l_K = -l_{\text{техн}} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (10.8)$$

или

$$l_K = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1}, \quad (10.9)$$

в котором T_2 определяется по (5.18).

Отведенная теплота, показанная на T, s – диаграмме (рис. 10.3) заштрихованной площадью, определяется для реального газа по (2.14):

$$q = h_2 - h_1 - l_K \quad (10.10)$$

или для идеального газа

$$q = \frac{n(u_2 - u_1) - (h_2 - h_1)}{n-1}. \quad (10.11)$$

Для идеального газа с постоянной теплоемкостью формулы (10.10) и (10.11) можно видоизменить

$$\left. \begin{aligned} q &= c_p(T_2 - T_1) - l_K; \\ q &= c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1). \end{aligned} \right\} \quad (10.12)$$

Мощность компрессора (мощность привода) определяется по (10.2), а теплота, отведенная от компрессора за единицу времени,

$$Q = m \cdot q. \quad (10.13)$$

Эффективность охлаждаемого компрессора оценивается *изотермическим КПД*

$$\eta_{\text{из}} = l_{K,t} / l_K, \quad (10.14)$$

где $l_{K,t}$ – минимальное значение работы компрессора при изотермическом обратимом (без учета трения) сжатии в процессе 1-2t (рис. 10.2)

$$l_{K,t} = RT_1 \ln(p_2/p_1). \quad (10.15)$$

Действительный (необратимый, с учетом трения) процесс сжатия в охлаждаемом компрессоре 1-2д, также как и обратимый процесс 1-2, считается политропным, но с более высоким показателем политропного процесса $n_d > n$ (рис. 10.4). Другой независимой характеристикой (кроме n_d), позволяющей определить теплоту и работу необратимого процесса сжатия, принимается изотермический КПД (10.14). В этом случае удельная работа и отводимая теплота охлаждаемого компрессора определяются аналогично формулам (10.14) и (10.10):

$$l_K^d = l_{K,r} / \eta_{из}, \quad (10.16)$$

$$q = h_{2д} - h_1 - l_K^d. \quad (10.17)$$

Энтальпия $h_{2д}$ находится по температуре $T_{2д}$, рассчитанной по (5.18) для политропного процесса 1–2д.

Знание изотермического КПД $\eta_{из}$ и показателя действительного (с учетом трения) политропного процесса n_d позволяет, определить теплоту трения $q_{тр}$, эквивалентную работе $l_{тр}$, затраченную (подведенную к системе) на преодоление сил трения ($q_{тр} = l_{тр}$).

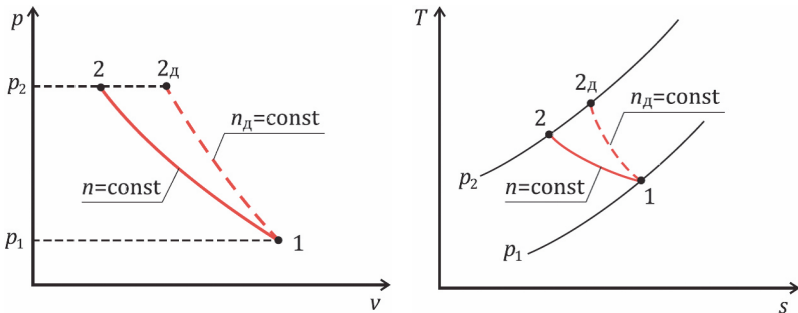


Рис. 10.4. Обратимый (без трения, 1-2) и необратимый (с трением, 1-2д) процессы в охлаждаемых компрессорах в p , v - и T , s -диаграммах

Используя Первый закон термодинамики (2.10) в виде ($vd p + dl_{техн} + dq_{тр} = 0$) и принимая во внимание (10.1), получаем соотношение

$$q_{тр} = l_K^d - \int_{p_1}^{p_{2д}} v dp, \quad (10.18)$$

в котором для политропного процесса 1-2д ($p v^{n_d} = \text{const}$) реального газа

$$\int_{p_1}^{p_{2д}} v dp = \frac{n_d}{n_d - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_{2д}}{p_1} \right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} - 1 \right]. \quad (10.19)$$

Для идеального газа формула (10.19) преобразуется в

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{n_d}{n_d - 1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_d - 1}{n_d}} - 1 \right] \quad (10.20)$$

или

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{n_d R (T_{2d} - T_1)}{n_d - 1} \quad (10.21)$$

Потребляемая компрессором мощность (мощность привода) находится по (10.6), а теплота, отведенная от компрессора, и теплота трения за единицу времени рассчитываются аналогично (10.13):

$$Q = m \cdot q; \quad Q_{тр} = m \cdot q_{тр} \quad (10.22)$$

4. В многоступенчатых компрессорах сжатие газа происходит последовательно в нескольких, чаще всего, неохлаждаемых компрессорах, а в промежутке между ними осуществляется отвод теплоты q_0 в специальных промежуточных теплообменниках (охладителях). На рисунке 10.5 приведена принципиальная схема двухступенчатого компрессора, а на рис. 10.6 в p, v -диаграмме – процессы 1-2-3-4, происходящие в этом компрессоре. Компрессоры К1 и К2 на рис.10.5 – это неохлаждаемые компрессоры. Затраченная на сжатие газа или пара работа каждого компрессора может быть рассчитана по (10.3–10.5). Если пренебречь трением, то экономию в работе, затраченной на привод двухступенчатого компрессора, по сравнению с одноступенчатым сжатием в процессе 1-а, можно показать на рис. 10.6 заштрихованной площадью.

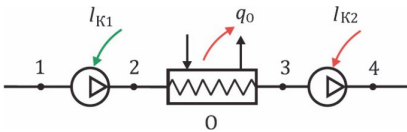


Рис. 10.5. Принципиальная схема двухступенчатого компрессора

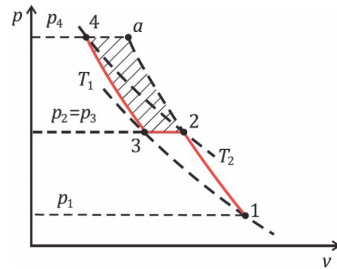


Рис. 10.6. Процесс сжатия газа в двухступенчатом компрессоре в p, v -диаграмме

Эффективность многоступенчатых компрессоров оценивается изотермическим КПД $\eta_{из}$ (10.14), максимальное значение которого соответствует минимуму затрачиваемой на привод компрессора работы $l_K = l_{K1} + l_{K2}$. Промежуточное давление ($p_2 = p_3$) выбирается из условия минимума l_K или, что то же самое, максимуму $\eta_{из}$. Это условие обеспечивается равенством степеней повышения давления β всех ступеней компрессора.

Для двухступенчатого компрессора $\beta_{K1} = \beta_{K2}$, или что то же самое

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3}, \quad (10.23)$$

из которого следует, что в ступенях компрессора (рис.10.5 и 10.6):

$$\beta_{K1} = \beta_{K2} = \sqrt{p_4 / p_1}; \quad p_2 = p_3 = \sqrt{p_1 \cdot p_4}; \quad T_4 = T_2; \quad T_{4д} = T_{2д}, \quad (10.24)$$

и как следствие этого

$$l_{K1} = l_{K2}; \quad l_K = 2l_{K1}; \quad l_{K1}^n = l_{K2}^n; \quad l_K^n = 2l_{K1}^n. \quad (10.25)$$

$$\beta_{K1} = \beta_{K2} = \dots = \beta_{Ki} = \sqrt[i]{p_k / p_1}; \quad l_{K1}^n = l_{K2}^n = \dots = l_{Ki}^n; \quad l_K^n = i \cdot l_{K1}^n.$$

Так как K1 и K2 (рис. 10.5) – *неохлаждаемые компрессоры*, то теплота отводится только в промежуточном охладителе (рис.10.7):

$$q_K = q_O = h_{2д} - h_3. \quad (10.26)$$

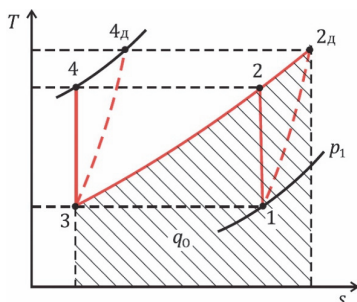


Рис. 10.7. Процесс сжатия газа в двухступенчатом компрессоре в T, s -диаграмме

Задачи

10.1. В неохлаждаемом компрессоре давление кислорода O_2 повышается от 0,16 до 1,2 МПа; расход кислорода 2 кг/с. Определить мощность привода компрессора и температуру сжатого кислорода, если $t_1 = 20^\circ C$, а внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oi}^K = 0,8$.

Решение.

Для решения задачи необходимо определить термодинамические свойства кислорода в начале и конце адиабатного обратимого (изоэнтропного) и необратимого процессов, используя для этого или специальный Калькулятор свойств газов [4], или *Таблицы* [3]:

а) Используя Калькулятор свойств газов [4], по температуре $t_1 = 20^\circ C$ для кислорода определяются удельные энтальпия $h_1 = 295,38$ кДж/кг

и энтропия $s_1 = 6,8922$ кДж/(кг·К), а по давлению $p_2 = 1,2$ МПа и $s_2 = s_1 = 6,8922$ кДж/(кг·К) для кислорода итерационно определяются температура $t_2 = 238,56^\circ\text{C}$ и удельная энтальпия $h_2 = 295,38$ кДж/кг;

б) при использовании *Таблиц* [3] возможны два способа. В первом способе, по температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ для кислорода определяются удельная энтальпия $h_1 = 266,05$ кДж/кг и специальная функция – относительное давление – $\pi_{01} = 4,8438$; рассчитывается $\pi_{02} = \pi_{01} \cdot p_2/p_1 = 4,8438 \cdot 1,2/0,16 = 36,2285$ и по $\pi_{02} = 36,2285$ определяется температура $t_2 = 238,564^\circ\text{C}$ ($T_2 = 511,714$ К) и удельная энтальпия $h_2 = 472,08$ кДж/кг. Во втором способе, используя таблицу [3], по температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ для кислорода определяются энтальпия $h_1 = 266,05$ кДж/кг и удельная энтропия $s_1^0 = 6,3929$ кДж/(кг·К); рассчитывается $s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln(p_2/p_1) = 6,3929 + (8,3145/32) \cdot \ln(1,2/0,16) = 6,91643$ кДж/(кг·К) и по $s_2^0 = 6,91643$ кДж/(кг·К) для кислорода определяется интерполяцией температура $t_2 = 238,54^\circ\text{C}$ и энтальпия $h_2 = 472,06$ кДж/кг.

Далее рассчитываются удельная работа компрессора при обратимом сжатии (10.3):

$$l_k = h_2 - h_1 = 472,06 - 266,05 = 206,01 \text{ кДж/кг},$$

действительная (реальная) удельная работа неохлаждаемого компрессора (10.5):

$$l_k^d = l_k / \eta_{oi}^k = 206,01 / 0,8 = 257,51 \text{ кДж/кг}$$

и мощность (привода) компрессора (10.6):

$$N = l_k^d \cdot m = 257,51 \cdot 2 = 515,02 \text{ кВт}.$$

Удельная энтальпия сжатого кислорода определяется, используя (10.5):

$$h_{2d} = h_1 + l_k^d = 266,05 + 257,51 = 523,56 \text{ кДж/кг}.$$

Используя, Калькулятор свойств газов [4] или Таблицы [2, 3, 5], по $h_{2d} = 523,59$ кДж/кг находят $t_{2d} = 290,91^\circ\text{C} = 564,06$ К.

Ответ: $N = 515,0$ кВт, $t_{2d} = 290,91$ °С.

10.2. На вход в неохлаждаемый компрессор поступает $500 \text{ м}^3_{\text{н}}/\text{ч}$ воздуха при $p_1 = 95$ кПа и $t_1 = 15^\circ\text{C}$, где его давление повышается до $0,4$ МПа. Определить температуру сжатого воздуха и мощность привода компрессора, если КПД компрессора $\eta_{oi}^k = 0,85$.

Ответ: $t_{2d} = 186,0^\circ\text{C}$, $N = 31,0$ кВт.

10.3. На вход в неохлаждаемый компрессор поступает азот при $p_1 = 110$ кПа и $t_1 = 10^\circ\text{C}$, где его давление повышается до 720 кПа. Определить мощность привода компрессора, температуру, массовый и объемный расход сжатого газа на выходе из компрессора, если КПД компрессора $\eta_{oi}^k = 0,86$, а производительность компрессора равна $440 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Ответ: $N = 37,1$ кВт, $m = 0,1528$ кг/с, $V_{2д} = 116,8$ м³/ч, $t_{2д} = 242,2^\circ\text{C}$.

10.4. В неохлаждаемом компрессоре мощностью 18 кВт повышается давление аргона ($\mu_{Ar} = 39,948$ кг/кмоль) от $p_1 = 0,14$ МПа до $p_2 = 0,8$ МПа. Начальная температура аргона 25°C , КПД компрессора $\eta_{oi}^k = 0,87$. Определить массовый (в кг/с) и объемный (в м³/ч и м³/ч) расход и температуру сжатого аргона на выходе из компрессора. Для определения свойств аргона использовать молекулярно-кинетическую теорию теплоемкости идеального газа.

Решение.

Изобарную теплоемкость одноатомного газа аргона найдем, используя данные табл. 3.1

$$c_p = \frac{5}{2} \cdot R = \frac{5 \cdot 8,3145}{2 \cdot 39,948} = 0,5203 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; \frac{k-1}{k} = \frac{\frac{5}{3}-1}{5/3} = 0,4.$$

Температуру T_2 определяем по (5.18):

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (25 + 273,15) \cdot \left(\frac{0,8}{0,14}\right)^{0,4} = 598,71 \text{ К.}$$

Температура сжатого аргона на выходе из компрессора может быть определена, выполнив в (10.5) замену $\Delta h = c_p \Delta T$:

$$T_{2д} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oi}^k} = 298,15 + \frac{598,71 - 298,15}{0,87} = 643,62 \text{ К.} = 370,47^\circ\text{C.}$$

Удельная работа компрессора в процессе 1-2д определяется по (10.5):

$l_{к}^A = h_{2д} - h_1 = c_p(T_{2д} - T_1) = 0,5203 \cdot (643,62 - 298,15) = 179,7$ кДж/кг, массовый расход – из (10.6):

$$m = N / l_{к}^A = 18 / 179,7 = 0,100 \text{ кг/с,}$$

объемный расход, приведенный к нормальным физическим условиям, из (3.6)

$$V_0 = \frac{m \cdot 22,414}{\mu} \cdot 3600 = \frac{0,100 \cdot 22,414}{39,948} \cdot 3600 = 202 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

объемный расход сжатого аргона на выходе из компрессора – из (3.2)

$$V_{2д} = \frac{p_0 \cdot T_{2д}}{p_{2д} \cdot T_0} \cdot V_0 = \frac{101,325 \cdot 643,62}{800 \cdot 273,15} \cdot 202 = 60,3 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Ответ: $m = 0,100$ кг/с, $V_0 = 202$ м³/ч, $V_{2д} = 60,3$ м³/ч, $t_{2д} = 370,5^\circ\text{C}$.

10.5. На входе в неохлаждаемый компрессор холодильной установки температура сухого насыщенного пара фреона R134a составляет 250 К, а на выходе из компрессора давление фреона R134a 0,7 МПа. Мощность компрессора 1,0 кВт, а его внутренний относительный КПД $\eta_{oi}^k = 0,85$. Определить массовый расход фреона R134a, его давление на входе в компрессор и температуру на выходе из него. Для определения термодинамических свойств фреона R134a использовать Таблицы [6].

Решение.

Используя таблицы [6], находим для фреона R134a в табл.19 по температуре $T_1 = 250$ К: давление $p_1 = 0,116$ МПа, удельную энтальпию $h_1 = 384,6$ кДж/кг и удельную энтропию $s_1 = 1,744$ кДж/(кг·К) сухого насыщенного пара. По давлению $p_2 = 0,7$ МПа и энтропии $s_2 = s_1 = 1,744$ кДж/(кг·К) в табл. 20 определяем интерполированием температуру $T_2 = 300$ К и удельную энтальпию $h_2 = 413,3$ кДж/кг. Удельную действительную работу компрессора l_K^d и энтальпию фреона R134a h_{2d} на выходе из компрессора рассчитаем по (10.5):

$$l_K^d = \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{oi}^k} = \frac{(413,3 - 384,6)}{0,85} = 33,76 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{2d} = h_1 + l_K^d = 384,6 + 33,76 = 418,36 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход фреона R134a рассчитываем по (10.6):

$$m = \frac{N_K}{l_K^d} = \frac{1,0}{33,76} = 0,0296 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

а температуру фреона R134a на выходе из компрессора t_{2d} определяем интерполированием в Таблицах [6] по давлению $p_{2d} = p_2 = 1,2$ МПа и энтальпии $h_{2d} = 1903,6$ кДж/кг: $t_{2d} = 135,2^\circ\text{C}$.

Ответ: $N = 48,2$ кВт, $t_1 = -18,9^\circ\text{C}$, $t_{2d} = 135,2^\circ\text{C}$.

10.6. В холодильной установке сухой насыщенный пар фреона R142b в количестве 0,3 кг/с при давлении 0,1 МПа поступает в неохлаждаемый компрессор, где его давление повышается до 0,3 МПа. Внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oi}^k = 0,81$. Определить мощность компрессора, температуру фреона R142b на входе в компрессор и на выходе из него. Для определения термодинамических свойств фреона R142b использовать Таблицы [6].

Ответ: $N = 8,74$ кВт, $t_1 = -10^\circ\text{C}$, $t_{2d} = 31,1^\circ\text{C}$.

10.7. В изотермическом компрессоре сжимается газ от 0,1 МПа до 1,0 МПа. Как изменится мощность двигателя для привода компрессора, если газ считать идеальным, а сжатие будет проводиться также изотермически, но до 10 МПа.

Ответ: увеличится в 2 раза.

10.8. В компрессор поступают $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха с температурой $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и давлением $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$. Давление газа повышается до $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$. Определить мощность привода компрессора и температуру сжатого воздуха, если сжатие происходит: 1) адиабатно, 2) политропно с показателем политропного процесса $n = 1,22$, 3) изотермически. Трением пренебречь.

Ответ: $N_1 = 31,5 \text{ кВт}$, $N_2 = 28,0 \text{ кВт}$, $N_3 = 23,1 \text{ кВт}$, $t_{к1} = 284,7^\circ\text{C}$, $t_{к2} = 153,4^\circ\text{C}$, $t_{к3} = 20,0^\circ\text{C}$.

10.9. В одноступенчатом охлаждаемом компрессоре производительностью $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ давление кислорода O_2 повышается от $0,2$ до $1,0 \text{ МПа}$. Начальная температура кислорода 30°C , сжатие – политропное ($n = 1,2$), трением пренебречь. Рассчитать мощность компрессора, количество теплоты, отводимое от компрессора за единицу времени, и температуру сжатого кислорода на выходе из компрессора. Сравнить мощность компрессора и температуру газа T_2 , рассчитанные в этой задаче, с такими же характеристиками компрессора, но для изотермического и адиабатного сжатия.

Решение.

При решении задачи для определения термодинамических свойств кислорода используется специальный «Калькулятор свойств газов» [4] или Таблицы [2] или [3].

Сначала рассчитывается удельный объем кислорода при нормальных условиях $v_0 = 22,414 / \mu = 22,414 / 31,999 = 0,700 \text{ м}^3/\text{кг}$ и массовый расход кислорода $m = V / v_0 = 10 / 0,700 = 14,3 \text{ кг/мин} = 0,238 \text{ кг/с}$.

Удельная работа охлаждаемого компрессора определяется по (10.8):

$$l_{\text{к}} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,2 \cdot 8,3145}{(1,2-1) \cdot 31,999} \cdot 303,15 \cdot \left[\left(\frac{1,0}{0,2} \right)^{\frac{1,2-1}{1,2}} - 1 \right] = 145,40 \text{ кДж/кг},$$

мощность привода компрессора – по (10.2) $N = m \cdot l_{\text{к}} = 0,238 \cdot 145,4 = 34,6 \text{ кВт}$, а температура кислорода за компрессором – по (5.18)

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 303,15 \cdot (5,0)^{\frac{1,2-1}{1,2}} = 396,42 \text{ К} = 123,27^\circ\text{C}.$$

Удельные энтальпии кислорода (h_1 и h_2) определяются или по Таблицам [2] или [3], или с помощью специального «Калькулятора свойств газов» [4] по температурам $t_1 = 30^\circ\text{C}$ и $t_2 = 123,27^\circ\text{C}$: $h_1 = 275,85 \text{ кДж/кг}$, $h_2 = 362,43 \text{ кДж/кг}$.

Далее рассчитывается удельная теплота, отведенная от компрессора (10.10):

$$q = h_2 - h_1 - l_k = 362,43 - 275,85 - 145,40 = -58,82 \text{ кДж/кг},$$

а теплота, отведенная от компрессора за 1 секунду, по (10.22):

$$Q = m \cdot q = 0,238 \cdot (-58,82) = -14,0 \text{ кДж/с}.$$

При *изотермическом сжатии* $T_2 = T_1$, удельная работа компрессора определяется по (10.15):

$$l_{k,t} = R \cdot T_1 \cdot \ln(p_2/p_1) = (8,3145/31,999) \cdot (30+273,15) \cdot \ln 5 = 126,76 \text{ кДж/кг},$$

а затрачиваемая мощность $N = m \cdot l_{k,t} = 0,238 \cdot 126,76 = 30,2 \text{ кВт}$.

В изотермическом процессе идеального газа $q = l$, поэтому

$$Q = N = -30,2 \text{ кДж/с}.$$

Для *адиабатного сжатия* без трения (см. решение задачи 10.1) сначала, используя «Калькулятор свойств газов» [4], по температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,2 \text{ МПа}$ для кислорода определяются $h_1 = 275,85 \text{ кДж/кг}$ и $s_1 = 6,2462 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. По $p_2 = 1,0 \text{ МПа}$ и $s_2 = s_1 = 6,2462 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ определяются $T_2 = 473,65 \text{ К}$ ($t_2 = 200,50^\circ\text{C}$) и $h_2 = 435,92 \text{ кДж/кг}$. Удельная работа компрессора $l_k = h_2 - h_1 = 435,92 - 275,85 = 160,07 \text{ кДж/кг}$.

При расчете по Таблицам [2] сначала по температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ для кислорода определяются $h_1 = 275,85 \text{ кДж/кг}$ и $s_1^0 = 6,8814 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Далее рассчитывается $s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln(p_2/p_1) = 6,8814 + (8,3145/31,999) \cdot \ln(1,0 / 0,2) = 7,2996 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, а по $s_2^0 = 7,2996 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ для кислорода определяется температура $t_2 = 200,5^\circ\text{C}$ и энтальпия $h_2 = 435,92 \text{ кДж/кг}$. Удельная работа компрессора $l_k = h_2 - h_1 = 435,92 - 275,85 = 160,07 \text{ кДж/кг}$.

При расчете по Таблицам [3] возможен другой способ: сначала по температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ для кислорода определяются $h_1 = 275,22 \text{ кДж/кг}$ и $\pi_{01} = 5,4524$; далее, используя (5.14), рассчитывается $\pi_{02} = \pi_{01} \cdot p_2/p_1 = 27,262$ и по $\pi_{02} = 27,262$ по таблицам определяются $T_2 = 200,6^\circ\text{C}$ и $h_2 = 435,32 \text{ кДж/кг}$. Удельная работа компрессора $l_k = h_2 - h_1 = 435,32 - 275,22 = 160,10 \text{ кДж/кг}$.

Расхождения при расчете l_k тремя способами минимально: составляет $160,10 - 160,07 = 0,03 \text{ кДж/кг}$ или $(0,03/160,1) \cdot 100\% = 0,02\%$.

Мощность привода компрессора $N = m \cdot l_k = 0,238 \cdot 160,1 = 38,1 \text{ кВт}$, а теплота адиабатного процесса по определению равна нулю.

Таким образом при изотермическом, политропном и адиабатном сжатии температура кислорода за компрессором равна, соответственно: 30°C ; $123,25^\circ\text{C}$; $200,5^\circ\text{C}$. Мощность привода при этом составляет: $30,2 \text{ кВт}$, $34,6 \text{ кВт}$, $38,1 \text{ кВт}$.

Ответ: $N = 34,6 \text{ кВт}$, $Q = -14,0 \text{ кДж/с}$, $t_2 = 123,25^\circ\text{C}$; при изотермическом сжатии $N = 30,2 \text{ кВт}$, $Q = -30,2 \text{ кДж/кг}$, $t_2 = 30^\circ\text{C}$; при адиабатном сжатии $N = 38,1 \text{ кВт}$, $Q = 0$, $t_2 = 200,5^\circ\text{C}$.

10.10. В охлаждаемом компрессоре давление аргона ($\mu_{\text{Ar}} = 39,948$ кг/кмоль) повышается от 0,16 МПа до 1,4 МПа. Начальная температура аргона 5°C , сжатие политропное с показателем политропного процесса $n = 1,5$, трением пренебречь. Производительность компрессора $50 \text{ м}_n^3/\text{ч}$. Определить мощность и изотермический КПД компрессора, количество теплоты, отводимой от газа за единицу времени и температуру сжатого аргона на выходе из компрессора. Какими бы были температура сжатого аргона на выходе из компрессора и затрачиваемая на привод компрессора мощность, если бы сжатие осуществлялось в неохлаждаемом компрессоре. Для определения термодинамических свойств аргона воспользоваться молекулярно-кинетической теорией теплоемкости идеального газа.

Решение.

Температура сжатого аргона на выходе из компрессора (5.18):

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 278,15 \cdot \left(\frac{1,4}{0,16} \right)^{\frac{0,5}{1,5}} = 573,17\text{K} = 300,02^\circ\text{C}.$$

Удельная газовая постоянная:

$$R = \frac{8,3145}{39,948} = 0,20813 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Удельная изохорная теплоемкость:

$$c_v = \frac{3}{2} \cdot R = 1,5 \cdot 0,20813 = 0,3122 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Удельная изобарная теплоемкость:

$$c_p = c_v + R = 0,3122 + 0,20813 = 0,5203 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Удельная работа компрессора (10.9):

$$l_K = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{1,5 \cdot 0,20813 \cdot (300,02 - 5)}{1,5-1} = 184,21 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Удельная работа изотермического компрессора (10.15):

$$l_{K,t} = RT_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,20813 \cdot 278,15 \cdot \ln \frac{1,4}{0,16} = 125,57 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Изотермический КПД охлаждаемого компрессора (10.14):

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_{K,t}}{l_K} = \frac{125,57}{184,21} = 0,682.$$

Удельная теплота, отведенная от компрессора (10.10):

$$q = c_p(T_2 - T_1) - l_K = 0,5203 \cdot (300,02 - 5) - 184,21 = -30,71 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Массовый расход аргона:

$$m = \frac{V_n \cdot \mu}{22,414 \cdot 3600} = \frac{50 \cdot 39,948}{22,414 \cdot 3600} = 0,02475 \text{ кг/с.}$$

Мощность компрессора (10.2):

$$N = m \cdot l_{\kappa} = 0,02475 \cdot 184,21 = 4,56 \text{ кВт.}$$

Теплота, отведенная от компрессора за единицу времени (10.13):

$$Q = m \cdot q = 0,02475 \cdot (-30,71) = 0,7601 \text{ кДж/с} = 2,74 \text{ МДж/ч.}$$

При сжатии в неохлаждаемом компрессоре ($s = \text{const}$) аргона:

$$k = \frac{5}{3}; \quad \frac{k-1}{k} = 0,4.$$

Температура сжатого аргона на выходе из компрессора ($s = \text{const}$):

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 278,15 \cdot \left(\frac{1,4}{0,16} \right)^{0,4} = 662,34 \text{ К} = 389,19^\circ\text{C.}$$

Удельная работа компрессора:

$$l_{\kappa s} = c_p(T_{2s} - T_1) = 0,5203 \cdot (389,19 - 5) = 199,90 \text{ кДж/кг.}$$

Мощность компрессора (10.2):

$$N_s = m \cdot l_{\kappa s} = 0,02475 \cdot 199,90 = 4,95 \text{ кВт.}$$

Ответ: $N = 4,56$ кВт, $Q = 2,74$ МДж/ч, $t_2 = 300^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{из}} = 0,724$; для неохлаждаемого компрессора $N = 4,95$ кВт, $t_2 = 389,2^\circ\text{C}$.

10.11. В охлаждаемом компрессоре ($n = 1,3$) сжимается азот N_2 ($\mu_{\text{N}_2} = 28,016$ кг/кмоль) в количестве 0,15 кг/с от $p_1 = 0,12$ МПа и $t_1 = 20^\circ\text{C}$ до $p_2 = 1,6$ МПа. Изотермический КПД компрессора равен 0,6. Определить мощность привода, температуру сжатого азота, количество теплоты, отводимой от компрессора, и выделяемую теплоту трения за единицу времени.

Решение.

При решении задачи для определения термодинамических свойств воздуха использовать специальный «Калькулятор свойств газов» [4] или одну из Таблиц [2, 3, 5].

При использовании *Калькулятора* сначала определяется удельная работа компрессора при обратимом (без трения) изотермическом сжатии (10.12):

$$l_{\kappa,t} = R \cdot T_1 \cdot \ln(p_2/p_1) = \frac{8,3145}{28,016} \cdot 293,15 \cdot \ln(1,6/0,12) = 225,35 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная действительная (реальная) работа охлаждаемого компрессора в необратимом политропном процессе определяется по (10.16):

$$l_k^A = l_{k,t} / \eta_{из} = 225,35 / 0,6 = 375,58 \text{ кДж/кг},$$

а мощность привода компрессора по (10.6)

$$N = m \cdot l_k^A = 0,15 \cdot 375,58 = 56,34 \text{ кВт}.$$

Температура сжатого воздуха находится из соотношения (5.18) для политропного процесса 1–2:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 293,15 \cdot (1,6/0,12)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 532,96 \text{ К} = 259,81^\circ\text{С}.$$

Используя специальный «Калькулятора свойств газов» [4] или Таблицы [2, 3, 5] по T_1 и $T_{2д}$ определяются энтальпии воздуха $h_1 = 293,70$ кДж/кг и $h_{2д} = 554,34$ кДж/кг.

Удельная теплота, отводимая от газа, рассчитывается по (10.17):

$$q = h_{2д} - h_1 - l_k^A = 554,34 - 293,70 - 375,58 = -114,94 \text{ кДж/кг},$$

а полная теплота, отводимая от компрессора за одну секунду, по (10.22)

$$Q = m \cdot q = 0,15 \cdot (-114,94) = -17,24 \text{ кДж/с}.$$

Удельная теплота трения определяется по (10.18), в которой определенный интеграл (10.21) рассчитывается как

$$\int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{n \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{1,3 \cdot 8,3145 \cdot (532,96 - 293,15)}{28,016 \cdot (1,3-1)} = 308,40 \text{ кДж/кг},$$

$$q_{тр} = l_k^A - \int_{p_1}^{p_2} v dp = 375,58 - 308,40 = 67,18 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота трения, выделяемая в компрессоре за единицу времени – по (10.22)

$$Q_{тр} = m \cdot q_{тр} = 0,15 \cdot 67,18 = 10,08 \text{ кДж/с}.$$

Ответ: $N_k = 56,34$ кВт, $Q = -17,24$ кДж/с, $Q_{тр} = 10,08$ кДж/с, $t_2 = 259,81^\circ\text{С}$.

10.12. Давление аргона в охлаждаемом компрессоре повышается от 0,2 МПа до 1,4 МПа, температура аргона на входе в компрессор 18°С . В результате совместного действия отвода теплоты и выделения теплоты трения аргон совершает политропный процесс ($n = 1,6$). Производительность компрессора $400 \text{ м}_n^3/\text{ч}$. Изотермический КПД компрессора равен 0,6. Определить мощность компрессора и температуру сжатого аргона на выходе из компрессора, теплоту, отводимую от компрессора, и теплоту трения, выделяемую в компрессоре за единицу времени.

Ответ: $N_k = 38,9$ кВт, $t_{2д} = 330,8^\circ\text{С}$, $Q = -6,69$ кДж/с, $Q_{тр} = 4,53$ кДж/с.

10.13. В двухступенчатом компрессоре сжимается воздух от $p_1 = 0,1$ МПа до $p_2 = 5,0$ МПа. Определить максимально возможную производительность компрессора (в кг/с), если мощность привода компрессора равна 60 кВт. Каждая ступень компрессора – неохлаждаемый компрессор, КПД каждой ступени $\eta_{oi}^k = 0,82$, температура воздуха перед каждой ступенью одинакова и равна 30°C . Воздух считать идеальным газом. Определить также изотермический КПД двухступенчатого компрессора и теплоту, отводимую от промежуточного теплообменника за единицу времени.

Решение.

При решении задачи для определения термодинамических свойств воздуха используется или специальный «Калькулятор свойств газов» [4], или Таблицы [2, 3, 5].

Максимально возможный массовый расход воздуха ($m = N/l_k$) при заданной мощности N соответствует минимуму удельной работы l_k , который обеспечивается условием (10.23) и (10.24): $\beta_1 = \beta_2 = \sqrt{5,0/0,1} = 7,071$. Следовательно, в двухступенчатом компрессоре промежуточное давление $p_2 = p_1 \cdot \beta_1 = 0,1 \cdot 7,071 = 0,7071$ МПа.

Используя «Калькулятор свойств газов» [4], по температуре $T_1 = 30^\circ\text{C} = 303,15$ К и $p_1 = 0,1$ МПа для воздуха определяются энтальпия $h_1 = 303,63$ кДж/кг и энтропия $s_1 = 6,8814$ кДж/(кг·К). По давлению $p_2 = 0,7071$ МПа и $s_2 = s_1 = 6,8814$ кДж/(кг·К) для воздуха (см. рис. 10.1) определяются температура $T_2 = 526,95$ К и энтальпия $h_2 = 531,23$ кДж/кг. При использовании Таблиц [2, 3, 5] сначала по температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ для воздуха определяются энтальпия $h_1 = 303,63$ кДж/кг и $s_1^0 = 6,8814$ кДж/(кг·К). Далее рассчитывается $s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln(p_2 / p_1) = 6,8814 + (8,3145/28,97) \cdot \ln(0,7071 / 0,1) = 7,4428$ кДж/(кг·К) и по $s_2^0 = 7,4428$ кДж/(кг·К) для воздуха определяется энтальпия $h_2 = 531,23$ кДж/кг.

По (10.3) рассчитываются удельная работа первой ступени компрессора при обратимом сжатии $l_{k1} = h_2 - h_1 = 531,23 - 303,63 = 227,6$ кДж/кг, по (10.5) – действительная (реальная) удельная работа первой ступени компрессора $l_{k1}^A = l_{k1} / \eta_{oi}^k = 227,6/0,82 = 277,56$ кДж/кг. Энтальпия сжатого воздуха определяется из (10.5): $h_{2д} = h_1 + l_{k1}^A = 303,63 + 277,56 = 581,19$ кДж/кг. Температура сжатого воздуха $T_{2д} = 574,99$ К = $301,84^\circ\text{C}$ находится по $h_{2д}$ с помощью Калькулятора [4] или Таблиц [2, 3, 5].

Так как промежуточное давление выбрано в соответствии с (10.23), то выполняются условия (10.24) и (10.25): $h_3 = h_1, h_{4o} = h_{2д}, l_{k2}^A = l_{k1}^A$; удельная работа двухступенчатого компрессора $l_k^A = 2 \cdot l_{k1}^A = 2 \cdot 277,56 =$

$= 555,12 \text{ кДж/кг}$, $T_{4д} = T_{2д} = 574,99 \text{ К} = 301,84^\circ\text{C}$, а производительность m из (10.6): $m = N / l_{\text{к}}^{\text{д}} = 60 / 555,12 = 0,1081 \text{ кг/с}$.

Рассчитав удельную работу при обратимом изотермическом сжатии в компрессоре (10.15):

$$l_{\text{к},t} = R \cdot T_1 \ln(p_2/p_1) = (8,3145/28,97) \cdot 303,15 \cdot \ln(5,0/0,1) = 340,36 \text{ кДж/кг},$$

можно определить изотермический КПД двухступенчатого компрессора по (10.13): $\eta_{\text{из}} = l_{\text{к},t} / l_{\text{к1}}^{\text{д}} = 340,36/555,12 = 0,613$.

Удельная теплота, отведенная в промежуточном теплообменнике в процессе 2д-3, рассчитывается по (10.26) $q_o = h_3 - h_{2д} = 303,63 - 581,19 = -277,56 \text{ кДж/кг}$, а полная теплота, отводимая от компрессора за 1 секунду $Q = m \cdot q_o = 0,1081 \cdot (-277,56) = -30,0 \text{ кДж/с}$.

Ответ: $m = 0,1081 \text{ кг/с}$, $Q = -30,0 \text{ кДж/с}$, $\eta_{\text{из}} = 0,613$.

10.14. В двухступенчатом компрессоре сжимается азот (N_2) от $p_1 = 0,15 \text{ МПа}$ до $p_2 = 6,0 \text{ МПа}$. Каждая ступень компрессора – неохлаждаемый компрессор. Температуры азота перед каждой ступенью компрессора одинаковы и равны 20°C , КПД ступеней компрессора $\eta_{oi}^{\text{к}} = 0,86$. Какова минимальная мощность компрессора, чтобы обеспечить его производительность $200 \text{ м}_n^3/\text{ч}$. Азот считать идеальным газом. Определить также количество теплоты, отводимое от компрессора за единицу времени, температуру сжатого азота на выходе из компрессора и изотермический КПД компрессора.

Ответ: $N = 34,1 \text{ кВт}$, $Q = -17,05 \text{ кДж/с}$, $t_{4д} = 254,5^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{из}} = 0,654$.

10.15. Определить экономию в работе в процентах $[(l_1 - l_2) / l_1]$, полученную за счет перехода от одноступенчатого к двухступенчатому адиабатному сжатию одноатомного газа аргона (Ar) в компрессоре. Трением пренебречь. Начальные параметры аргона $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_1 = 17^\circ\text{C}$, конечное давление $p_2 = 1 \text{ МПа}$.

Ответ: $(l_1 - l_2) \cdot 100 / l_1 = 22,6\%$.

10.16. Решить задачу **10.15** в общем виде и определить экономию для условия задачи.

Решение.

Экономия в работе может быть оценена величиной

$$[(l_1 - l_2) / l_1] \cdot 100\% = (1 - l_2/l_1) \cdot 100\%, \quad (a)$$

где l_1, l_2 – удельные работы одноступенчатого и двухступенчатого сжатия.

Удельная работа при одноступенчатом сжатии аргона – одноатомного газа, теплоемкость которого постоянна, определяется по (10.4):

$$l_1 = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (b)$$

При двухступенчатом сжатии в каждой ступени (10.24):

$$\beta = (p_2 / p_1)^{1/2},$$

а удельная работа двухступенчатого компрессора (10.25):

$$l_2 = 2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} - 1 \right]. \quad (c)$$

Представив квадратную скобку в (b), как разность квадратов, отношение работ в (a) будет иметь вид: $\frac{l_2}{l_1} = 2 / \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2 \cdot k}} + 1 \right]$.

Для условий задачи: $k = 5/3$; $(k-1)/2 \cdot k = 0,2$;

$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{2}{\left[\left(\frac{1,0}{0,1} \right)^{0,2} + 1 \right]} = 0,774,$$

а экономия в работе равна

$$[(l_1 - l_2) / l_1] \cdot 100\% = (1 - l_2/l_1) \cdot 100\% = (1 - 0,774) \cdot 100\% = 22,6\%.$$

Ответ: $[(l_1 - l_2) / l_1] \cdot 100\% = 22,6\%$.

11. ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Основные формулы

1. Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме

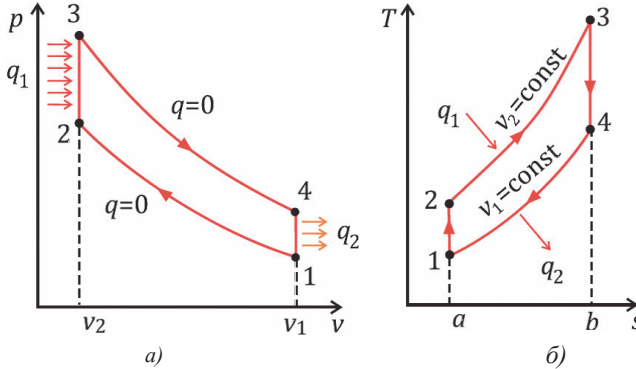


Рис. 11.1. Цикл ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$ (цикл Отто) в p, v - (а) и T, s - (б) диаграммах

Термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{(u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} \quad (11.1)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (11.2)$$

где $\varepsilon = v_1/v_2$ - степень сжатия.

Удельная работа цикла

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1). \quad (11.3)$$

2. Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении

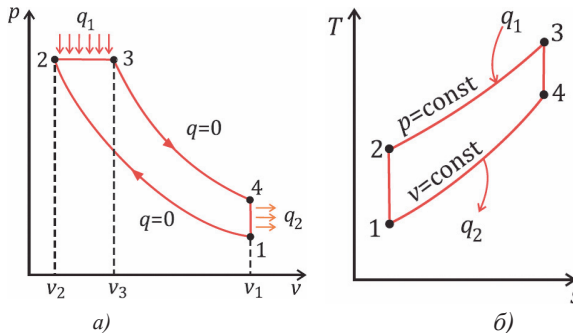


Рис. 11.2. Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля) в p, v - (а) и T, s - (б) диаграммах

Термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $p = \text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}. \quad (11.4)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot (\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (11.5)$$

где $\rho = v_3/v_2$ – степень предварительного расширения.

Удельная работа цикла

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1). \quad (11.6)$$

3. Цикл ДВС с комбинированным подводом теплоты

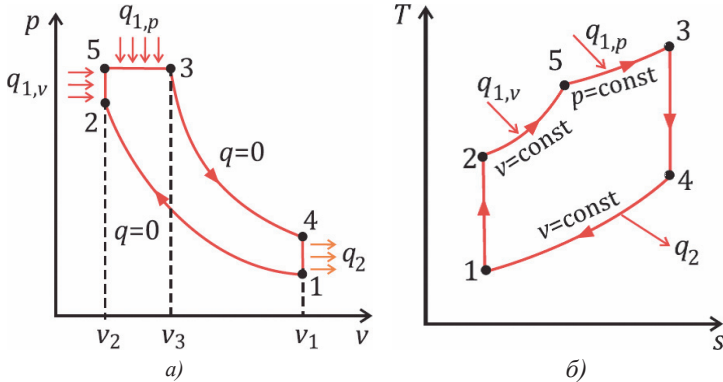


Рис. 11.3. Цикл ДВС с комбинированным подводом теплоты в p, v - (а) и T, s - (б) диаграммах

Термический КПД цикла ДВС с комбинированным подводом теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_{1,v} + q_{1,p}} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{(u_5 - u_2) + (h_3 - h_5)}, \quad (11.7)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (11.8)$$

где $\lambda = \frac{p_5}{p_2}$ – степень повышения давления в изохорном процессе.

Задачи

11.1. В цикле ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$ известны температуры газа $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $t_2 = 220^\circ\text{C}$ (рис. 11.1). Чему равен термический КПД цикла ДВС с подводом теплоты при $v = \text{const}$?

Ответ: 40,6%.

11.2. Насколько изменится термический КПД двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты к рабочему телу, если степень сжатия ε увеличить с 5 до 10. Принять $k = 1,38$.

Ответ: $\Delta\eta = 12,56\%$.

11.3. Для цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (цикла Отто) известны: $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,1$ МПа, $p_2 = 1,3$ МПа. В процессе подвода теплоты температура рабочего тела возрастает на $\Delta t = 700^\circ\text{C}$. Определить параметры рабочего тела в характерных точках цикла, степень сжатия, полезную работу и термический КПД цикла. Рабочее тело считать воздухом, теплоемкость которого зависит от температуры.

Решение.

Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме показан в p, v - и T, s - диаграммах на рис. 11.1. Для определения параметров рабочего тела в характерных точках цикла воспользуемся справочником [3]. По температуре воздуха $t_1 = 20^\circ\text{C}$ находим $u_1 = 209,23$ кДж/кг и $\pi_{01} = 1,2784$. Используя уравнения Клапейрона – Менделеева (3.1) находим удельный объем:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{8314,51 \cdot 293,15}{0,1 \cdot 10^6} = 0,842 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процесс 1-2 адиабатный, тогда параметры в состоянии 2, определим используя соотношение (5.14):

$$\pi_{02} = \pi_{01} \cdot \frac{p_2}{p_1} = 1,2784 \cdot \frac{1,3}{0,1} = 16,6192,$$

это значение соответствует температуре $t_2 = 330^\circ\text{C}$ и удельной внутренней энергии $u_2 = 437,33$ кДж/кг, тогда удельный объем:

$$v_2 = \frac{R \cdot T_2}{p_2} = \frac{8314,51 \cdot 603,15}{1,3 \cdot 10^6} = 0,133 \text{ м}^3/\text{кг},$$

степень сжатия газа $\varepsilon = v_1/v_2 = 0,842/0,133 = 6,33$.

Процесс 2-3 изохорный, $v_3 = v_2$, в этом процесс подводится теплота q_1 в цикле ДВС. По температуре воздуха $t_3 = t_2 + \Delta t = 1030^\circ\text{C}$ находим $u_3 = 1029,92$ кДж/кг и $\theta_{03} = 111,97$. Рассчитаем подведенную в цикле теплоту $q_1 = u_3 - u_2 = 1029,92 - 437,33 = 592,59$ кДж/кг.

Процесс 3-4 адиабатный. Используя соотношения для относительных объемов (5.15), учитывая, что $v_3 = v_2$ и $v_4 = v_1$, определим

$$\theta_{04} = \theta_{03} \cdot \frac{v_4}{v_3} = 111,97 \cdot \frac{0,842}{0,133} = 708,86,$$

по θ_{04} находим $t_4 = 423^\circ\text{C}$ и $u_4 = 509,45$ кДж/кг. Отведенная теплота составит $q_2 = u_4 - u_1 = 509,45 - 209,23 = 300,22$ кДж/кг.

Термический КПД цикла согласно (11.1) равен

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{(u_4 - u_1)}{(u_3 - u_2)} = 1 - \frac{300,22}{592,59} = 0,4934 = 49,34\%.$$

Работа цикла составила (11.3):

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = 592,59 - 300,22 = 292,37 \text{ кДж/кг.}$$

Ответ: $\varepsilon = 6,33$, $\eta_t = 49,34\%$, $l_{ц} = 292,37 \text{ кДж/кг.}$

11.4. Рассчитайте цикл двигателя внутреннего сгорания работающего по циклу Отто, если начальные параметры рабочего тела $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_1 = 10^\circ\text{C}$, степень сжатия $\varepsilon = 10$, а количество отведенной теплоты $q_2 = 200 \text{ кДж/кг}$. Определить количество подведенной теплоты, удельную работу и термический КПД цикла, а также КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур. Изобразить цикл в p , v – и T , s – диаграммах. Рабочее тело имеет свойства воздуха.

Ответ: $l_{ц} = 267,64 \text{ кДж/кг}$, $\eta_t = 57,2\%$, $\eta_t^K = 77,3\%$.

11.5. В цикле двигателя внутреннего сгорания, работающего по циклу Отто, при сгорании топлива выделяется 500 кДж/кг энергии. Начальные параметры рабочего тела, обладающего свойствами воздуха $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$, степень сжатия $\varepsilon = 8$. Определить количество отведенной теплоты, удельную работу и термический КПД цикла. Изобразить цикл в p , v – и T , s – диаграммах.

Ответ: $q_2 = 231,68 \text{ кДж/кг}$, $l_{ц} = 268,31 \text{ кДж/кг}$, $\eta_t = 53,66\%$.

11.6. В двигатель внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты поступает воздух с параметрами $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_1 = 25^\circ\text{C}$. Степень сжатия $\varepsilon = 12$ и степень предварительно расширения $\rho = 1,5$. Рабочее тело обладает свойствами воздуха с показателем адиабаты $k = 1,4$. Найти температуры в узловых точках цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, полезную работу, термический КПД цикла. Также рассчитайте цикл ДВС точно – с использованием таблиц.

Ответ: $t_2 = 505,41^\circ\text{C}$, $t_3 = 897,1^\circ\text{C}$, $t_4 = 236,23^\circ\text{C}$, $q_1 = 393,59 \text{ кДж/кг}$, $q_2 = 151,61 \text{ кДж/кг}$, $l_{ц} = 241,98 \text{ кДж/кг}$, $\eta_t = 61,5\%$; при расчете по таблицам: $t_2 = 479^\circ\text{C}$, $t_3 = 871,0^\circ\text{C}$, $t_4 = 275,0^\circ\text{C}$, $q_1 = 442,91 \text{ кДж/кг}$, $q_2 = 189,98 \text{ кДж/кг}$, $l_{ц} = 252,93 \text{ кДж/кг}$, $\eta_t = 57,1\%$.

11.7. Определить термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты, если известны температуры в узловых точках $t_1 = 23^\circ\text{C}$, $t_2 = 500^\circ\text{C}$, $t_4 = 250^\circ\text{C}$ и показатель адиабаты $k = 1,4$. Сравнить с термическим КПД цикла Карно, осуществленного в том же интервале предельных температур.

Ответ: $\eta_t = 55,22\%$, $\eta_t^K = 80,7\%$.

11.8. Определить минимально необходимое значение степени сжатия в цикле двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты, если начальная температура воздуха 10°C , температура воспламенения топлива равна 630°C , показатель адиабаты $k = 1,4$.

Ответ: $\varepsilon = 18,2$.

11.9. Рассчитайте цикл двигателя внутреннего сгорания работающего по циклу Дизеля, если начальные параметры рабочего тела $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 10^{\circ}\text{C}$, степень сжатия $\varepsilon = 10$, а количество отведенной теплоты $q_2 = 200$ кДж/кг. Определить количество подведенной теплоты, удельную работу и термический КПД цикла, а также КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур. Изобразить цикл в p, v – и T, s – диаграммах. Рабочее тело имеет свойства воздуха.

Ответ: $l_{ц} = 231,13$ кДж/кг, $\eta_t = 53,6\%$, $\eta_t^k = 73,8\%$.

11.10. Для цикла ДВС с комбинированным подводом теплоты расход топлива составляет $0,03$ кг на 1 кг рабочего тела. Начальные параметры газа: $p_1 = 0,09$ МПа; $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$. Степень сжатия $\varepsilon = 10$. Максимальное давление в цикле 3 МПа. Определите термический КПД и долю теплоты топлива, подведенной в процессе $p = \text{const}$. Теплота сгорания топлива $Q_{н,р} = 29,31$ МДж/кг.

Решение.

Цикл ДВС с комбинированным подводом теплоты показан в p, v – и T, s – диаграммах на рис. 11.3. Для определения параметров рабочего тела в характерных точках цикла воспользуемся справочником [3]. По температуре воздуха $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ находим $u_1 = 212,81$ кДж/кг и $\theta_{01} = 6311,1$. Используя уравнения Клапейрона–Менделеева (3.1), находим удельный объем

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{\frac{8314,51}{28,96} \cdot 298,15}{0,09 \cdot 10^6} = 0,951 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процесс 1-2 адиабатный, тогда параметры в состоянии 2, определим используя соотношение (5.15):

$$\theta_{02} = \theta_{01} / \varepsilon = 1631,1,$$

это значение соответствует температуре $t_2 = 453^{\circ}\text{C}$ и удельной внутренней энергии $u_2 = 533,16$ кДж/кг, удельный объем $v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,0951$ м³/кг,

$$p_2 = \frac{R \cdot T_2}{v_2} = \frac{\frac{8314,51}{28,96} \cdot 726,15}{0,0951} = 2,19 \text{ МПа}.$$

Процесс 2-3 изохорный, $v_3 = v_2$, по уравнению Клапейрона – Менделеева (3.1):

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot v_3}{R} = \frac{2,19 \cdot 10^6 \cdot 0,0951}{\frac{8314,51}{28,96}} = 993,72 \text{ К} = 720,57^\circ\text{С}$$

находим $u_3 = 754,19$ кДж/кг и $h_3 = 1039,61$ кДж/кг.

Рассчитаем подведенную в цикле теплоту $q_1 = m \cdot Q_{н.п} = 0,03 \cdot 29310 = 879,3$ кДж/кг. Подвод теплоты в цикле происходит сначала при постоянном объеме, затем при постоянном давлении $q_1 = (u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) = 221,03 + (h_4 - h_3)$, откуда $h_4 = q_1 - 221,03 + h_3 = 879,3 - 221,03 + 1039,61 = 1697,88$ кДж/кг. Это значение соответствует температуре $t_4 = 1277^\circ\text{С}$, $\theta_{04} = 64,38$, $v_4 = \frac{R \cdot T_4}{p_4} = \frac{\frac{8314,51}{28,96} \cdot 1550,15}{3 \cdot 10^6} = 0,148$ м³/кг.

Процесс 4-5 адиабатный. Используя соотношения для относительных объемов (5.15), учитывая, что $v_5 = v_1$, определим

$$\theta_{05} = \theta_{04} \cdot \frac{v_5}{v_4} = 64,38 \cdot \frac{0,951}{0,148} = 413,69,$$

по θ_{05} находим $t_5 = 570^\circ\text{С}$ и $u_5 = 627,67$ кДж/кг. Отведенная теплота составит $q_2 = u_5 - u_1 = 627,67 - 212,81 = 414,86$ кДж/кг.

Термический КПД цикла согласно (11.1) равен

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{414,86}{879,3} = 0,5282 = 52,82\%.$$

Ответ: $\eta_t = 52,82\%$.

12. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Основные формулы

1. Термодинамический цикл простой ГТУ

Принципиальная схема простой ГТУ представлена на рис. 12.1а, где К – компрессор, КС – камера сгорания, Т – газовая турбина, Г – электрогенератор, а на рис. 12.1б – обратимый цикл (1-2-3-4-1) и необратимый цикл (1-2д-3-4д-1) простой ГТУ, состоящий из 2-х изобар (2-3 и 4-1) и 2-х обратимых (1-2 и 3-4) адиабат или из 2 необратимых адиабат (1-2д и 3-4д).

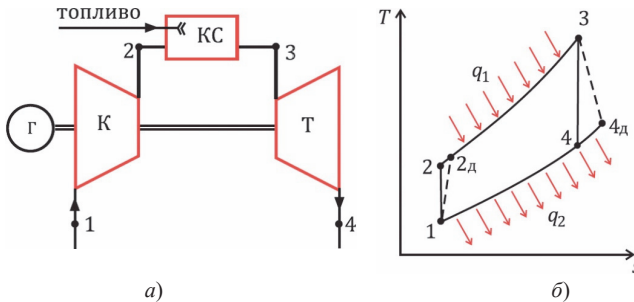


Рис. 12.1. Принципиальная схема (а) и термодинамический цикл (б) простой ГТУ

Работа газотурбинной установки (ГТУ):

$$l_{ГТУ} = l_T - l_K = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1), \quad (12.1)$$

где l_T – работа турбины, l_K – работа компрессора.

$$\text{Теплота подведенная к циклу} \quad q_1 = h_3 - h_2 \quad (12.2)$$

$$\text{и отведенная от цикла} \quad q_2 = h_4 - h_1. \quad (12.3)$$

Мощности турбины, компрессора и всей ГТУ:

$$N_T = m \cdot l_T, \quad N_K = m \cdot l_K, \quad N_{ГТУ} = m \cdot l_{ГТУ} = N_T - N_K, \quad (12.4)$$

где m – массовый расход рабочего тела.

Термический КПД обратимого цикла ГТУ 1-2-3-4-1:

$$\eta_t = \frac{l_{ГТУ}}{q_1} = \frac{l_T - l_K}{q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (12.5)$$

для газа, у которого изобарная теплоемкость – постоянная величина $c_p = \text{const}$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}, \quad (12.6)$$

где $\beta = p_2/p_1$ – степень повышения давления в компрессоре.

Внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{oi}^T = l_T^a / l_T = (h_3 - h_{4д}) / (h_3 - h_4), \quad (12.7)$$

компрессора $\eta_{oi}^K = l_K^a / l_K = (h_2 - h_1) / (h_{2д} - h_1). \quad (12.8)$

Действительные работы турбины, компрессора и ГТУ:

$$l_T^a = h_3 - h_{4д} = (h_3 - h_4) \eta_{oi}^T, \quad (12.9)$$

$$l_K^a = h_{2д} - h_1 = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K, \quad (12.10)$$

$$l_{ГТУ}^a = l_T^a - l_K^a = (h_3 - h_4) \eta_{oi}^T - (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K. \quad (12.11)$$

Действительная подведенная теплота:

$$q_{i^a} = h_3 - h_{2д}. \quad (12.12)$$

Внутренний КПД необратимого цикла ГТУ 1-2д-3-4д-1:

$$\eta_i = l_{ГТУ}^a / q_{i^a} = [(h_3 - h_4) \eta_{oi}^T - (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K] / (h_3 - h_{2д}). \quad (12.13)$$

2. Цикл ГТУ с регенерацией

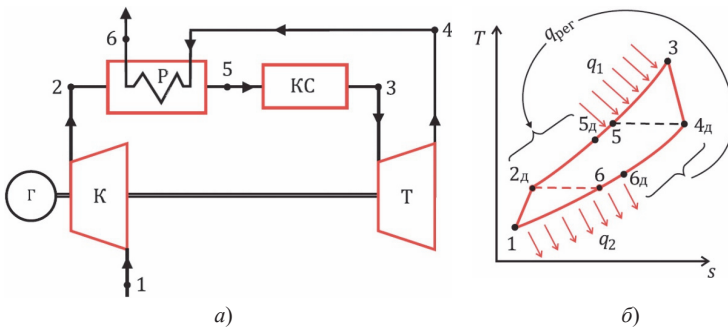


Рис. 12.2. Принципиальная схема (а) и цикл (б) ГТУ с регенерацией

Предельная теплота регенерации:

$$q_{рег}^{пред} = h_{4д} - h_6 = h_5 - h_{2д} = h_{4д} - h_{2д}, \quad (12.14)$$

теплота регенерации:

$$q_{рег} = h_{4д} - h_{6д} = h_{5д} - h_{2д}, \quad (12.15)$$

степень регенерации:

$$\sigma = q_{рег} / q_{рег}^{пред} = (h_{4д} - h_{6д}) / (h_{4д} - h_{2д}) = (h_{5д} - h_{2д}) / (h_{4д} - h_{2д}). \quad (12.16)$$

Подведенная к регенеративному циклу ГТУ теплота:

$$q_1 = h_3 - h_{5д}, \quad (12.17)$$

КПД цикла ГТУ с регенерацией:

$$\eta_i = (l_T^p - l_K^p)/q_1 = [(h_3 - h_4)\eta_{oi}^T - (h_2 - h_1)/\eta_{oi}^K] / (h_3 - h_{5d}). \quad (12.18)$$

3. ГТУ с многоступенчатым сжатием и расширением рабочего тела

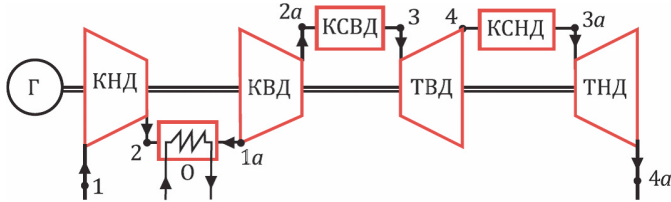


Рис. 12.3. Принципиальная схема ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением рабочего тела

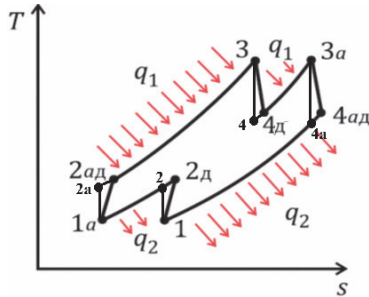


Рис.12.4. Цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением рабочего тела, соответствующий максимальной работе ГТУ

Удельные действительные работы ГТУ, турбины и компрессора:

$$l_{ГТУ}^p = \sum l_T^p - \sum l_K^p = (l_{T1} + l_{T2}) - (l_{K1} + l_{K2}), \quad (12.19)$$

$$l_{T1} = h_3 - h_{4d}; \quad l_{T2} = h_{3a} - h_{4ad}; \quad l_{K1} = h_{2d} - h_1; \quad l_{K2} = h_{2ad} - h_{1a}; \quad (12.20)$$

подведенная и отведенная теплота:

$$q_1 = (h_3 - h_{2ad}) + (h_{3a} - h_{4d}); \quad (12.21)$$

$$q_2 = (h_{4ad} - h_1) + (h_{2d} - h_{1a}); \quad (12.22)$$

внутренний КПД ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением рабочего тела:

$$\eta_i^{ГТУ} = \frac{l_{ГТУ}^p}{q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4d}) + (h_{3a} - h_{4ad})] - [(h_{2d} - h_1) + (h_{2ad} - h_{1a})]}{(h_3 - h_{2ad}) + (h_{3a} - h_{4d})}. \quad (12.23)$$

4. Циклы теплофикационных ГТУ (ГТУ-ТЭЦ)

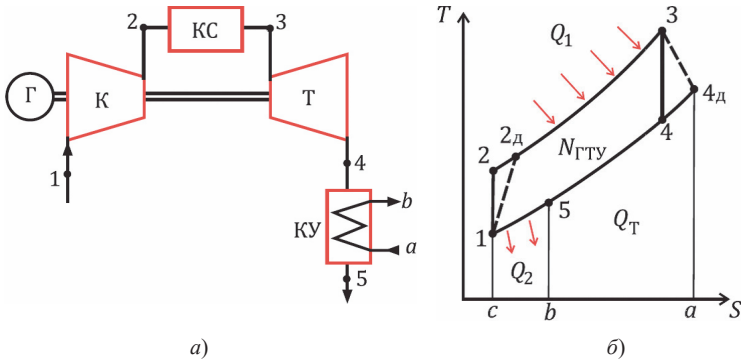


Рис. 12.5. Принципиальная схема (а) и цикл (б) теплофикационной ГТУ (ГТУ-ТЭЦ)

Теплота, подведенная к обратимому циклу ГТУ-ТЭЦ:

$$Q_1 = N_{ГТУ} + Q_T + Q_2; \quad (12.24)$$

теплота, отданная в окружающую среду:

$$Q_2 = m \cdot q_2 = m \cdot (h_5 - h_1); \quad (12.25)$$

теплота, отпущенная тепловому потребителю:

$$Q_T = m \cdot q_T = m \cdot (h_4 - h_5). \quad (12.26)$$

Эффективность ГТУ-ТЭЦ оценивается коэффициентом использования теплоты топлива:

$$K_{ИТ} = \frac{Q_T + N_{ГТУ}}{Q_1} \quad (12.27)$$

и эксергетическим КПД ГТУ-ТЭЦ:

$$\eta_{ex} = \frac{E(Q_T) + E(N_{ГТУ})}{E(Q_{топл})} = \frac{\tau Q_T + N_{ТЭЦ}}{Q_{топл}}, \quad (12.28)$$

где τ – эксергетическая температурная функция, $\tau = 1 - T_{oc} / T_{b-a}$; T_{oc} – это температура окружающего воздуха T_1 , T_{b-a} – средняя температура подвода теплоты к воде в К-У в процессе $b-a$.

Задачи

12.1. Определить термический КПД обратимого цикла простой ГТУ – цикла Брайтона, если температура воздуха на входе в компрессор 15°C, а на выходе из него 250°C. Теплоемкость воздуха и газа в контуре ГТУ считать одинаковой и постоянной во всем интервале рабочих температур ГТУ.

Решение.

В формуле термического КПД простой ГТУ (12.6):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

выражение $\beta^{\frac{k-1}{k}}$ – это отношение температур в адиабатном процессе 1-2 $\beta^{\frac{k-1}{k}} = T_2/T_1$.

Подставляя отношение температур T_2/T_1 в формулу для термического КПД, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{15+273,15}{250+273,15} = 0,4492 = 45\%.$$

Ответ: $\eta_t = 45\%$.

12.2. Определить термический КПД обратимого цикла простой ГТУ – цикла Брайтона, если температура газа перед газовой турбиной равна 1000°C, а температура уходящих газов 400°C. Теплоемкость рабочего тела ГТУ считать постоянной во всем интервале рабочих температур ГТУ.

Ответ: 47,1%.

12.3. Определить термический и внутренний КПД цикла ГТУ, мощность турбины и компрессора, если $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,1$ МПа, $p_2 = 0,6$ МПа, $t_3 = 700^\circ\text{C}$ (обозначения, как на рис. 12.2), $\eta_{oi}^T = 0,90$; $\eta_{oi}^K = 0,85$; $m = 20$ кг/с. Воздух и продукты сгорания в контуре ГТУ считать идеальными газами, обладающими свойствами воздуха. Задачу решить, используя любую из таблиц [2, 3, 5] или специальный «Калькулятор свойств газов» [4].

Решение.

Для определения термодинамических свойств воздуха будем использовать таблицы [3]. По температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ для воздуха определяются энтальпия $h_1 = 293,39$ кДж/кг и относительное давление $\pi_{01} = 1,2784$; рассчитывается относительное давление $\pi_{02} = \pi_{01} \cdot p_2/p_1 = 1,2784 \cdot 0,6/0,1 = 7,6704$, по которому для воздуха определяется энтальпия $h_2 = 489,97$ кДж/кг.

Действительная (с учетом трения) энтальпия сжатого воздуха на выходе из компрессора определяется, используя (12.9):

$$h_{2д} = h_1 + (h_2 - h_1)/\eta_{oi}^K = 293,39 + (489,97 - 293,39)/0,85 = 524,66 \text{ кДж/кг.}$$

По температуре $t_3 = 700^\circ\text{C}$ для воздуха определяются энтальпия $h_3 = 1015,70$ кДж/кг и относительное давление $\pi_{03} = 102,33$.

Рассчитывается $\pi_{04} = \pi_{03} \cdot p_4 / p_3 = 102,33 \cdot 0,1 / 0,6 = 17,055$, по $\pi_{04} = 17,055$ определяется энтальпия $h_4 = 614,71$ кДж/кг, а используя (12.8),

$$h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^T = 1015,70 - (1015,70 - 614,71) \cdot 0,9 = 654,81 \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД обратимого цикла ГТУ определяем по (12.5)

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1015,70 - 614,71) - (489,97 - 293,39)}{1015,70 - 489,97} = 0,3888 = 38,9\%.$$

Зная энтальпии всех характерных точек обратимого цикла ГТУ, рассчитываем мощность турбины, компрессора и ГТУ по (12.9 – 12.11):

$$N_T = m \cdot (h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^T = 20 \cdot (1015,70 - 614,71) \cdot 0,9 = 7217,8 \text{ кВт};$$

$$N_K = m \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K = 20 \cdot (489,97 - 293,39) / 0,85 = 4625,4 \text{ кВт};$$

$$N_{ГТУ} = N_T - N_K = 7217,8 - 4625,4 = 2592,4 \text{ кВт} = 2,59 \text{ МВт.}$$

Внутренний КПД необратимого цикла ГТУ (12.13).

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{l_{ГТУ}^д}{q_1^д} = \frac{(h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^T - (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K}{h_3 - h_{2д}} = \\ &= \frac{(1015,70 - 614,71) \cdot 0,9 - (489,97 - 293,39) / 0,85}{1015,70 - 524,66} = 0,2640 = 26,4\%. \end{aligned}$$

Ответ: $\eta_t = 38,9\%$, $\eta_i = 26,4\%$, $N_T = 7,218$ МВт, $N_K = 4,625$ МВт, $N_{ГТУ} = 2,593$ МВт.

12.4. Температура воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, -10°C , а давление 90 кПа. Температура газов, поступающих в газовую турбину мощностью 20 МВт, 1100°C и давление 0,9 МПа. Внутренние относительные КПД турбины и компрессора равны, соответственно, 0,9 и 0,87. Определить массовый расход газа, мощности компрессора и ГТУ, термический и внутренний КПД цикла ГТУ.

Ответ: $m = 31,57$ кг/с, $N_K = 8,96$ МВт, $N_{ГТУ} = 11,04$ МВт, $\eta_t = 45,8\%$, $\eta_i = 37,4\%$.

12.5. Параметры воздуха на входе в компрессор простой ГТУ: $t_1 = -5^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,09$ МПа, а газов на входе в турбину: $t_3 = 950^\circ\text{C}$ и $p_3 = 0,65$ МПа. Воздух и продукты сгорания в контуре ГТУ считать идеальными газами,

обладающими свойствами воздуха. Внутренние относительные КПД турбины и компрессора равны, соответственно, $\eta_{oi}^T = 0,9$ и $\eta_{oi}^K = 0,85$. В камере сгорания к рабочему телу подводится теплота в количестве 10 МДж/с. Определить расход газа, мощность турбины, компрессора и ГТУ. Рассчитать термический и внутренний КПД ГТУ.

Решение.

Для определения термодинамических свойств газа будем использовать Таблицы [2], а для расчета изэнтропных процессов – стандартные энтропии s^0 .

По $t_1 = -5^\circ\text{C}$ по [2] определяем $h_1 = 268,5$ кДж/кг и $s^0_1 = 6,758$ кДж/(кг·К);

$$s^0_2 = s^0_1 + R \cdot \ln(p_2/p_1) = 6,758 + (8,3145/28,96) \cdot \ln(6,5/0,9) = 7,3256 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

По $s^0_2 = 7,3256$ кДж/(кг·К) определяем интерполированием

$$t_2 = 197,1^\circ\text{C} \text{ и } h_2 = 472,8 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа компрессора при обратимом сжатии:

$$l_k = h_2 - h_1 = 472,8 - 268,5 = 204,3 \text{ кДж/кг};$$

действительная удельная работа компрессора (при необратимом сжатии) $l_k^A = l_k/\eta_{oi}^K = 204,3/0,85 = 240,35$ кДж/кг. Энтальпия сжатого воздуха на выходе из компрессора $h_2^A = h_1 + l_k^A = 268,5 + 240,35 = 508,85$ кДж/кг.

По $t_3 = 950^\circ\text{C}$ по [2] определяем

$$h_3 = 1305,4 \text{ кДж/кг и } s^0_3 = 8,371 \text{ кДж/(кг·К);}$$

$$s^0_4 = s^0_3 - R \cdot \ln(p_3/p_4) = 8,371 - (8,3145/28,96) \cdot \ln(6,5/0,9) = 7,8033 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

По $s^0_4 = 7,8033$ кДж/(кг·К) определяем

$$t_4 = 468,1^\circ\text{C} \text{ и } h_4 = 758,2 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа турбины при обратимом расширении газа:

$$l_T = h_3 - h_4 = 1305,4 - 758,2 = 547,2 \text{ кДж/кг};$$

действительная удельная работа турбины (при необратимом расширении):

$$l_T^A = l_T \cdot \eta_{oi}^T = 547,2 \cdot 0,9 = 492,48 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия газа на выходе из турбины:

$$h_4^A = h_3 - l_T^A = 1305,4 - 492,48 = 812,92 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, подведенной к 1 кг газа в камере сгорания:

$$q_1^A = h_3 - h_{2d} = 1305,4 - 508,85 = 796,55 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, подведенной к 1 кг газа в обратимом цикле ГТУ:

$$q_1 = h_3 - h_2 = 1305,4 - 472,8 = 832,6 \text{ кДж/кг.}$$

Массовый расход газа:

$$m = Q_1 / q_1 = 10000 / 796,55 = 12,554 \text{ кг/с.}$$

Мощность турбины:

$$N_T = m \cdot l_T^A = 12,554 \cdot 492,48 = 6183 \text{ кВт} \approx 6,2 \text{ МВт,}$$

мощность компрессора:

$$N_K = m \cdot l_K^A = 12,554 \cdot 240,35 = 3017 \text{ кВт} \approx 3,0 \text{ МВт,}$$

мощность ГТУ:

$$N_{ГТУ} = N_T - N_K = 6,183 - 3,017 = 3,166 \text{ МВт} \approx 3,2 \text{ МВт.}$$

Термический КПД ГТУ:

$$\eta_t = (l_T - l_K) / q_1 = (547,2 - 204,3) / 832,6 = 0,412.$$

Внутренний КПД ГТУ:

$$\eta_i = (l_T^A - l_K^A) / q_1^A = (492,48 - 240,35) / 796,55 = 0,3165.$$

Ответ: $m = 12,5 \text{ кг/с}$; $N_T = 6,2 \text{ МВт}$; $N_K = 3,0 \text{ МВт}$; $N_{ГТУ} = 3,2 \text{ МВт}$; $\eta_t = 41,2\%$; $\eta_i = 31,6\%$.

12.6. В простой ГТУ мощностью 15 МВт температура воздуха, поступающего в компрессор, 15°C, а давление 0,1 МПа; температура газов, поступающих в турбину, 1050°C, давление – 0,8 МПа. Внутренние относительные КПД турбины и компрессора равны, соответственно, $\eta_{oi}^T = 0,92$ и $\eta_{oi}^K = 0,87$. Газы, циркулирующие в контуре ГТУ, считать идеальными газами, обладающими свойствами воздуха. Определить расход газа, мощность турбины и компрессора, количество теплоты, подведенной ежесекундно к газу в камере сгорания, и теплоты, выбрасываемой с уходящими газами в окружающую среду. Рассчитать термический и внутренний КПД ГТУ.

Ответы: $m = 50,23 \text{ кг/с}$; $N_T = 28,542 \text{ МВт}$; $N_K = 13,541 \text{ МВт}$; $Q_1 = 43485 \text{ кДж/с}$; $Q_2 = 28484 \text{ кДж/с}$; $\eta_t = 42,5\%$, $\eta_i = 34,5\%$.

12.7. Решить задачу 12.3, считая, что осуществляется регенеративный цикл ГТУ со степенью регенерации $\sigma = 0,7$. Определить внутренний КПД цикла ГТУ, количество подведенной к циклу и отведенной от него теплоты, а также теплоту регенерации.

Решение.

Из задачи 12.3:

$$h_1 = 293,39 \text{ кДж/кг}, h_{2д} = 524,66 \text{ кДж/кг}, h_3 = 1015,7 \text{ кДж/кг}, \\ h_{4д} = 654,81 \text{ кДж/кг}, m = 20 \text{ кг/с}.$$

Теплота регенерации:

$$q_{\text{рег}} = \sigma \cdot (h_{4д} - h_{2д}) = 0,7 \cdot (654,81 - 524,66) = 91,105 \text{ кДж/кг}; \\ Q_{\text{рег}} = m \cdot q_{\text{рег}} = 20 \cdot 91,105 = 1822,1 \text{ кДж/с} = 1,822 \text{ МДж/с}.$$

Подведенная к циклу теплота:

$$q_1 = (h_3 - h_{2д}) - q_{\text{рег}} = (1015,7 - 524,66) - 91,105 = 399,94 \text{ кДж/кг}; \\ Q_1 = m \cdot q_1 = 20 \cdot 399,94 = 7998,8 \text{ кДж/с} = 7,9988 \text{ МДж/с}.$$

Отведенная от цикла теплота:

$$q_2 = (h_{4д} - h_1) - q_{\text{рег}} = (654,81 - 293,39) - 91,105 = 270,32 \text{ кДж/кг}; \\ Q_2 = m \cdot q_2 = 20 \cdot 270,32 = 5406,4 \text{ кДж/с} \approx 5,4 \text{ МДж/с}.$$

$$\eta_i = \frac{(h_3 - h_{4д}) - (h_{2д} - h_1)}{q_1} = \frac{(1015,7 - 654,81) - (524,66 - 293,39)}{399,94} = 0,324.$$

Ответ: $\eta_i = 32,4\%$, $Q_1 = 8,0 \text{ МДж/с}$, $Q_2 = 5,4 \text{ МДж/с}$, $Q_{\text{рег}} = 1,82 \text{ МДж/с}$.

12.8. Схемой ГТУ с регенерацией предусмотрен нагрев сжатого компрессором воздуха уходящими из турбины газами; степень регенерации 0,65. Температура воздуха, поступающего в компрессор, 15°C ; в компрессоре давление воздуха повышается от 0,1 до 0,5 МПа. Температура газов на выходе из камеры сгорания 950°C . Массовый расход газа 30 кг/с. Внутренние относительные КПД турбины и компрессора равны, соответственно, 0,9 и 0,85. Требуется определить: мощности турбины, компрессора и ГТУ; ежесекундные потоки подведенной к циклу теплоты Q_1 , отведенной от цикла теплоты Q_2 и теплоты регенерации $Q_{\text{рег}}$; внутренний КПД регенеративного цикла ГТУ и КПД при степенях регенерации $\sigma = 0$ и $\sigma = 1$.

Ответ: $N_t = 12,6 \text{ МВт}$, $N_k = 6,0 \text{ МВт}$, $N_{\text{ГТУ}} = 12,6 \text{ МВт}$, $Q_1 = 16,76 \text{ МДж/с}$, $Q_2 = 10,15 \text{ МДж/с}$, $Q_{\text{рег}} = 7,78 \text{ МДж/с}$, $\eta_i = 38,1\%$, $\eta_i^{\sigma=0} = 26,9\%$, $\eta_i^{\sigma=1} = 52,6\%$.

12.9. Параметры воздуха, поступающего в компрессор ГТУ, работающей в составе ГТУ-ТЭЦ: $t_1 = 10^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, а газов на входе в турбину: $t_3 = 950^\circ\text{C}$ и $p_3 = 0,9 \text{ МПа}$. Внутренние относительные КПД турбины и компрессора соответственно равны $\eta_{oi}^T = 0,89$ и $\eta_{oi}^K = 0,86$, расход газа 80 кг/с. Требуется определить мощность, термический и внутренний КПД ГТУ, количество теплоты, передаваемое тепловому потребителю

за единицу времени и каким будет коэффициент использования теплоты топлива ГТУ-ТЭЦ, если параметры ГТУ сохранились такими же, а КПД котла-утилизатора 0,65. Воздух и продукты сгорания считать идеальным газом, обладающим свойствами воздуха. Задачу решить, используя одну из таблиц [2,3,5] или специальный «Калькулятор свойств газов» [4].

Решение.

Для определения мощности и КПД цикла ГТУ необходимо определить энтальпии всех характерных точек цикла (см. рис. 12.7), для определения которых будем использовать «Калькулятор свойств газов» [4].

По температуре $t_1 = 10^\circ\text{C}$ и $p_1 = 0,1$ МПа определяем для воздуха $h_1 = 285,28$ кДж/кг и $s_1 = 6,8571$ кДж/(кг·К);

– по $p_2 = 0,9$ МПа и $s_2 = s_1 = 6,8571$ кДж/(кг·К) итерационно находим $t_2 = 253,5^\circ\text{C}$ и $h_2 = 534,23$ кДж/кг;

– используя (12.9), рассчитываем $h_{2д} = h_1 + (h_2 - h_1)/\eta_{oi}^K = 285,28 + (534,23 - 285,28)/0,86 = 574,76$ кДж/кг.

– по $t_3 = 950^\circ\text{C}$ и $p_3 = p_2 = 0,9$ МПа определяем $h_3 = 1314,2$ кДж/кг и $s_3 = 7,7920$ кДж/(кг·К);

– по $p_4 = p_1 = 0,1$ МПа и $s_4 = s_3 = 7,7920$ кДж/(кг·К) итерационно определяем $t_4 = 426,6^\circ\text{C}$ и $h_4 = 717,97$ кДж/кг;

– используя (12.8), рассчитываем $h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^T = 1314,2 - (1314,2 - 717,97) \cdot 0,89 = 783,56$ кДж/кг.

Используя (12.5) и (12.13), рассчитываем термический и внутренний КПД ГТУ.

Термический КПД цикла ГТУ определяем по (12.5)

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ГТУ}}}{q_1} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1184,72 - 721,53) - (468,29 - 280,38)}{1184,72 - 468,29} = 0,384.$$

Значения энтальпий $h_{2д}$ и $h_{4д}$ находим, используя определения η_{oi}^T и η_{oi}^K :

$$\eta_{oi}^K = (h_2 - h_1) / (h_{2д} - h_1), \text{ откуда}$$

$$h_{2д} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K = 280,38 + (468,29 - 280,38) / 0,85 = 501,45 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{oi}^T = (h_3 - h_{4д}) / (h_3 - h_4), \text{ откуда}$$

$$h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \eta_{oi}^T = 1184,72 - (1184,72 - 721,53) \cdot 0,83 = 800,27 \text{ кДж/кг}.$$

Удельные работы турбины (6.8), компрессора (6.10) и ГТУ (6.12) равны:

$$l^T = h_3 - h_{4д} = 1184,72 - 800,27 = 384,45 \text{ кДж/кг};$$

$$l^K = h_{2д} - h_1 = 501,45 - 280,38 = 221,07 \text{ кДж/кг};$$

$$l^{\text{ГТУ}} = l^T - l^K = 384,45 - 221,07 = 163,38 \text{ кДж/кг}.$$

Мощность ГТУ $N = m \cdot l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} = 80 \cdot 163,38 = 13070,4 \text{ кВт} \approx 13,07 \text{ МВт}$.

Подведенная теплота $q_1 = h_3 - h_{2\text{д}} = 1184,72 - 501,45 = 683,27 \text{ кДж/кг}$, а внутренний КПД такого цикла $\eta_i = l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} / q_1 = 163,38 / 683,27 = 0,239$.

Удельная теплота, передаваемая в котле-утилизаторе:

$$q_{\text{к-у}} = q_{2\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{к-у}} = (h_{4\text{д}} - h_1) \eta_{\text{к-у}} = (800,27 - 280,38) \cdot 0,65 = 337,93 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, передаваемая тепловому потребителю за единицу времени

$$Q_{\text{к-у}} = m \cdot q_{\text{к-у}} = 80 \cdot 337,93 = 27034,3 \text{ кДж/с} \approx 27,03 \text{ МДж/с}.$$

Коэффициент использования теплоты топлива ГТУ-ТЭЦ:

$$K_{\text{ит}} = (l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} + q_{\text{к-у}}) / q_1 = (163,38 + 337,93) / 683,27 = 0,734.$$

Ответ: ГТУ: $N = 13,07 \text{ МВт}$; $\eta_i = 0,384 = 38,4\%$; $\eta_i = 0,239 = 23,9\%$;
ГТУ-ТЭЦ: $Q_{\text{к-у}} = 27,03 \text{ МДж/с}$, $K_{\text{ит}} = 0,734 = 73,4\%$.

12.10. Определить мощность ГТУ и внутренний КПД цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением рабочего тела, если параметры воздуха на входе в установку $T_1 = 288 \text{ К}$, $p_1 = 0,1 \text{ кПа}$. Максимальные давление и температура в цикле равны $p_3 = 2,5 \text{ МПа}$; $T_3 = 1140 \text{ К}$ (обозначения как на рис. 12.5), $\eta_{oi}^{\text{T}} = 0,91$; $\eta_{oi}^{\text{K}} = 0,87$; $m = 100 \text{ кг/с}$. Газы считать идеальным газом, обладающим свойствами воздуха. Промежуточные давления в двухступенчатом компрессоре и двухступенчатой турбине принимать из условия максимума работы ГТУ.

Решение.

Условие максимума работы ГТУ, предполагает максимум работы турбинной установки и минимум работы компрессорной установки, которые требуют выполнения определенных соотношений между давлениями (10.24):

$$p_{1a} = p_{2\text{д}} = \sqrt{p_1 \cdot p_3} = \sqrt{0,1 \cdot 2,5} = 0,5 \text{ МПа};$$

$$p_{3a} = p_{4\text{д}} = \sqrt{p_1 \cdot p_3} = \sqrt{0,1 \cdot 2,5} = 0,5 \text{ МПа}.$$

При таком распределении давлений $l_{\text{ТВД}}^{\text{Д}} = l_{\text{ТНД}}^{\text{Д}}$; $l_{\text{КВД}}^{\text{Д}} = l_{\text{КНД}}^{\text{Д}}$ и

$$l_{\text{ГТУ}}^{\text{Д}} = \sum l_{\text{T}}^{\text{Д}} - \sum l_{\text{K}}^{\text{Д}} = 2 \cdot l_{\text{ТВД}}^{\text{Д}} - 2 \cdot l_{\text{КНД}}^{\text{Д}}. \quad (a)$$

Для определения удельной работы и КПД цикла ГТУ необходимо найти энтальпии всех характерных точек цикла, используя для этого или специальный «Калькулятор свойств газов» [4], или одну из Таблиц [2, 3, 5]. Будем пользоваться Калькулятором [4].

Процесс в КНД 1–2: По $T_1 = 288 \text{ К}$ и $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ определяются $h_1 = 290,18 \text{ кДж/кг}$ и $s_1 = 6,8743 \text{ кДж/(кг·К)}$. По $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$ и $s_2 = s_1 = 6,8743 \text{ кДж/(кг·К)}$ определяются $t_2 = 459,57 \text{ К}$, $h_2 = 459,66 \text{ кДж/кг}$.

Удельная работа КНД при *обратимом* процессе 1–2 $l_{\text{КНД}} = h_2 - h_1 = 459,66 - 290,18 = 169,48 \text{ кДж/кг}$, а при *необратимом* процессе 1–2_д $l_{\text{КНД}}^A = l_{\text{КНД}}/\eta_{oi}^K = 169,48/0,87 = 194,80 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия воздуха в состоянии 2_д:

$$h_{2д} = h_1 + l_{\text{КНД}}^A = 290,18 + 194,80 = 484,98 \text{ кДж/кг}; \quad h_{2ад} = h_{2д} = 484,98 \text{ кДж/кг}.$$

Процесс в ТВД 3–4: по $T_3 = 1140 \text{ К}$ и $p_4 = p_{4д} = 2,5 \text{ МПа}$ определяются $h_3 = 1216,1 \text{ кДж/кг}$ и $s_3 = 8,0782 \text{ кДж/(кг·К)}$; по $p_4 = 0,5 \text{ МПа}$ и $s_4 = s_3 = 8,0782 \text{ кДж/(кг·К)}$ определяются $T_4 = 757,5 \text{ К}$ и $h_4 = 780,87 \text{ кДж/кг}$.

Удельная работа ТВД при *обратимом* процессе 3–4 $l_{\text{ТВД}} = h_3 - h_4 = 1216,1 - 780,87 = 435,23 \text{ кДж/кг}$, а при *необратимом* процессе 3–4_д

$$l_{\text{ТВД}}^A = l_{\text{ТВД}}/\eta_{oi}^T = 435,23 \cdot 0,91 = 396,06 \text{ кДж/кг}.$$

$$h_{4д} = h_3 - l_{\text{ТВД}}^A = 1216,1 - 396,06 = 820,04 \text{ кДж/кг}$$

$$l_{\text{ГТУ}}^A = 2 \cdot l_{\text{ТВД}}^A - 2 \cdot l_{\text{КНД}}^A = 2 \cdot 396,06 - 2 \cdot 194,8 = 402,52 \text{ кДж/кг}$$

$$N_{\text{ГТУ}} = m \cdot l_{\text{ГТУ}}^A = 100 \cdot 402,52 = 40252 \text{ кВт} = 40,25 \text{ МВт}.$$

$$q_1 = (h_3 - h_{2д}) + (h_{3а} - h_{4д}) = (1216,1 - 484,98) + (1216,1 - 820,04) = 1127,18 \text{ кДж/кг},$$

$$\eta_i^{\text{ГТУ}} = l_{\text{ГТУ}}^A/q_1 = 402,52 / 1127,18 = 0,357 = 35,7\%.$$

Ответ: $N_{\text{ГТУ}} = 40,25 \text{ МВт}$, $\eta_i^{\text{ГТУ}} = 35,7\%$.

13. ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Основные формулы

Простой цикл паротурбинной установки (ПТУ) (рис. 13.1):

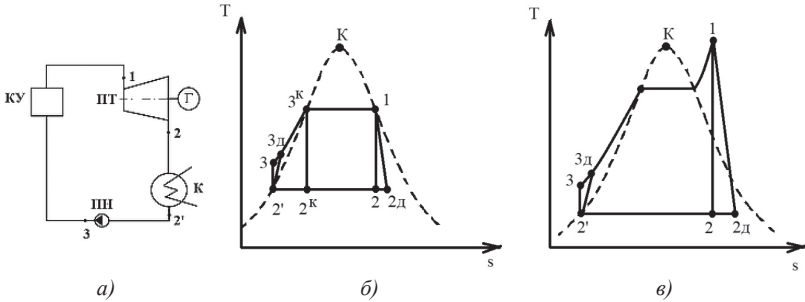


Рис. 13.1. а) Принципиальная схема ПТУ

(КУ – котельная установка, ПТ – паровая турбина, К – конденсатор, ПН – питательный насос); б) цикл Ренкина (на насыщенном паре) – 1-2-2'-3-1, цикл Карно – 1-2-2^к-3^к-1; в) цикл ПТУ на перегретом паре

Термический коэффициент полезного действия (КПД):

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{l_T - l_N}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2l})}{(h_1 - h_3)}, \quad (13.1)$$

где $l_{ц}$, l_T , l_N – работа обратимого цикла, турбины и насоса; q_1 – подведенная теплота.

Внутренний КПД цикла ПТУ:

$$\eta_i = \frac{l_{ц}^A}{q_1^A} = \frac{l_T^A - l_N^A}{q_1^A} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{3д} - h_{2l})}{(h_1 - h_{3д})} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{oi}^T - (h_3 - h_{2l}) / \eta_{oi}^H}{(h_1 - h_{3д})}, \quad (13.2)$$

где $l_{ц}^A$ – работа действительного (необратимого) цикла, q_1^A – теплота, подведенная в необратимом цикле, $h_{2д}$, $h_{3д}$ – действительные энтальпии на выходе из турбины и насоса, η_{oi}^T , η_{oi}^H – внутренние относительные КПД турбины и насоса

$$\eta_{oi}^T = \frac{l_T^A}{l_T} = \frac{h_1 - h_{2д}}{h_1 - h_2}, \quad (13.3)$$

$$\eta_{oi}^H = \frac{l_N}{l_N^A} = \frac{h_3 - h_{2l}}{h_{3д} - h_{2l}}. \quad (13.4)$$

Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара (рис. 13.2, 13.3):

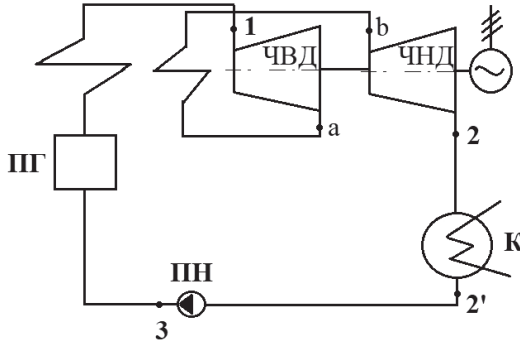


Рис. 13.2. Принципиальная схема ПТУ с промежуточным перегревом пара

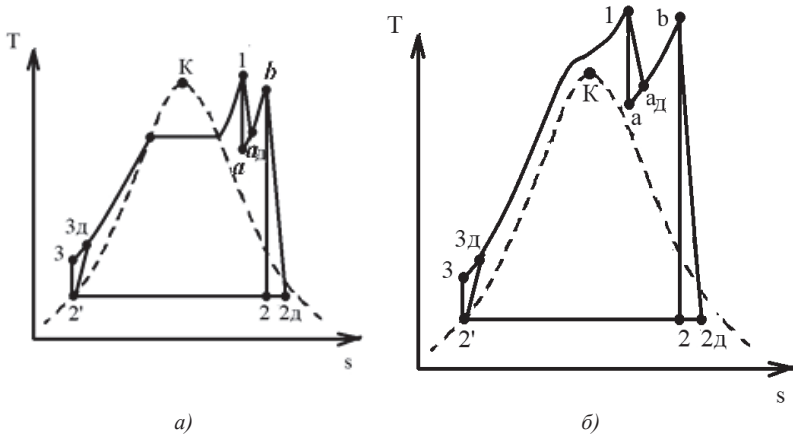


Рис. 13.3. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом:

обратимый 1-а-б-2-2'-3-1 и необратимый 1-ад-б-2д-2'-3д-1;

а) с докритическим давлением пара; б) при сверхкритическом давлении пара

Термический КПД цикла ПТУ с промежуточным перегревом:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{l_{чвд} + l_{чнд} - l_{н}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2) - (h_3 - h_{2'})}{(h_1 - h_3) + (h_b - h_a)}, \quad (13.5)$$

где h_a – энтальпия пара на входе в промежуточный перегреватель (выход из турбины высокого давления (ЧВД), h_b – энтальпия пара на выходе из промежуточного перегревателя (вход в цилиндр турбины низкого давления (ЧНД)).

Внутренний КПД цикла с промперегревом:

$$\eta_i = \frac{l_{ц}^{\pi}}{q_1^{\pi}} = \frac{l_{чвд}^{\pi} + l_{чнд}^{\pi} - l_{н}^{\pi}}{q_1^{\pi}} = \frac{(h_1 - h_{ад}) + (h_b - h_{2д}) - (h_{3д} - h_{2'})}{(h_1 - h_{3д}) + (h_b - h_{ад})}, \quad (13.6)$$

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_a) \cdot \eta_{oi}^{чвд} + (h_b - h_2) \cdot \eta_{oi}^{чнд} - (h_3 - h_2) / \eta_{oi}^H}{(h_1 - h_{3д}) + (h_b - h_{ад})}, \quad (13.7)$$

где $h_{ад}$ – энтальпия пара на входе в промежуточный перегреватель (выход из турбины высокого давления (ЦВД), $\eta_{oi}^{чвд}$, $\eta_{oi}^{чнд}$ – внутренний КПД ЧВД и ЧНД

$$\eta_{oi}^{чвд} = \frac{l_{чвд}^A}{l_{чвд}} = \frac{h_1 - h_{ад}}{h_1 - h_a}, \quad (13.8)$$

$$\eta_{oi}^{чнд} = \frac{l_{чнд}^A}{l_{чнд}} = \frac{h_1 - h_{бд}}{h_1 - h_b}. \quad (13.9)$$

Мощность турбины, насоса и паротурбинного цикла (кВт):

$$N_T^A = D \cdot l_T^A, \quad (13.10)$$

$$N_H^A = D \cdot l_H^A, \quad (13.11)$$

$$N_{пту}^A = N_T^A - N_H^A = D \cdot l_{пту}^A, \quad (13.12)$$

где D – расход пара в голову турбины (кг/с).

Расход подведенной и отведенной теплоты (кВт):

$$Q_1 = D \cdot q_1^A. \quad (13.13)$$

$$Q_2 = D \cdot q_2^A, \quad (13.14)$$

КПД станции:

$$\text{брутто } \eta_{ст} = \eta_{ку} \cdot \eta_{пп} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{г}, \quad (13.15)$$

где $\eta_{ку}$, $\eta_{пп}$, η_m , $\eta_{г}$ – КПД КУ, паропровода, механический КПД турбины и электрогенератора,

$$\text{нетто } \eta_{ст}^{\text{нетто}} = \eta_{ст} \cdot \left(1 - \frac{N_{сн}}{N_{пту}^A}\right) = \eta_{ст} \cdot \eta_{сн}, \quad (13.16)$$

где $N_{сн}$ – мощность, затраченная на собственные нужды (СН) станции, $\eta_{сн}$ – КПД СН станции.

Расход топлива:

– часовой [кг топлива/час]:

$$B = \frac{3600 \cdot N_{пту}^A}{\eta_{ст} \cdot Q_H^P}; \quad (13.17)$$

– удельный расход топлива [кг топлива/кВт·ч]:

$$b = \frac{3600}{\eta_{ст} \cdot Q_H^P}; \quad (13.18)$$

– удельный расход условного топлива [кг усл. топлива / (кВт·ч)]

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_{ст}}, \quad (13.19)$$

где $Q_{н.у.т.}^P = 29300$ [кДж/кг топлива] – низшая рабочая теплота сгорания условного топлива.

Удельный расход теплоты:
на турбогенераторную установку [кДж/кВт·ч]:

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{э}}}, \quad (13.20)$$

где $\eta_{\text{э}}$ – абсолютный электрический КПД турбогенераторной установки
 $\eta_{\text{э}} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}$;

на электростанцию [кДж / (кВт·ч)]:

$$q_{\text{ст}} = \frac{3600}{\eta_{\text{ст}}}. \quad (13.21)$$

Удельный расход пара на ПТУ [кг пара/(кВт·ч)]:

$$d = 3600 / (l_T^D \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}). \quad (13.22)$$

Цикл Ренкина с регенеративными подогревателями (РП) питательной воды (рис. 13.4):

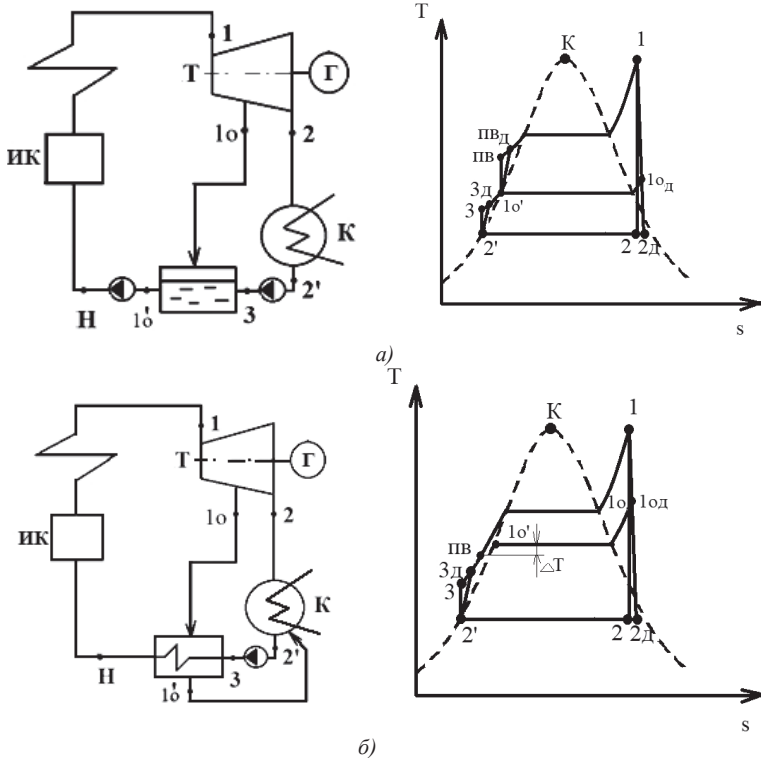


Рис. 13.4. Принципиальные схемы и циклы ПТУ с регенеративными подогревателями питательной воды:

а) РП смешивающего типа, б) РП поверхностного типа

Термический КПД цикла Ренкина с регенерацией:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{l_{т} - \Sigma l_{н}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - \Sigma \alpha_{i0,д} \cdot (h_{i0,д} - h_{2д}) - \Sigma l_{н}}{(h_1 - h_{пв,д})} \quad (13.23)$$

Внутренний КПД цикла Ренкина с регенерацией:

$$\eta_i = \frac{l_{ц}^A}{q_1^A} = \frac{l_{т}^A - \Sigma l_{н}^A}{q_1^A} = \frac{(h_1 - h_{2д}) - \Sigma \alpha_{i0,д} \cdot (h_{i0,д} - h_{2д}) - \Sigma l_{н}^A}{(h_1 - h_{пв,д})} \quad (13.24)$$

Теплофикационные циклы ПТУ (рис. 13.5):

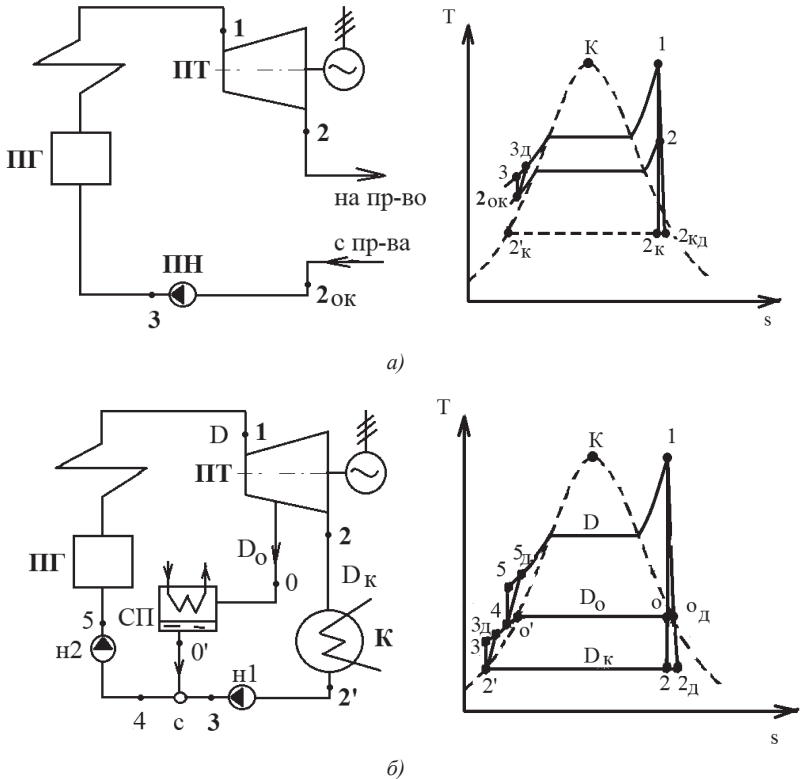


Рис. 13.5. Принципиальные схемы и T, s -диаграммы ТЭЦ:

а) с турбиной типа Р, б) с турбиной типа Т

Энергетические показатели ТЭЦ:

– удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

– для турбины типа Р $y = \frac{l_э}{q_{тп}} = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{0i}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_{г}}{h_{2д} - h_{ок}}$; (13.25a)

$$- \text{ для турбины типа Т } y = \frac{l_3}{q_{\text{ТП}}} = \frac{(h_1 - h_{0\text{к}}) \eta_{0\text{т}}^* \eta_{\text{м}} \eta_{\text{Г}}}{h_{0\text{д}} - h_{0\text{т}}}, \quad (13.25\text{б})$$

$q_{\text{ТП}}$ – количество теплоты, отданной тепловому потребителю, паром, совершившим в турбине работу l_3 ; $h_{0\text{к}}$ – энтальпия обратного конденсата от потребителя;

– отопительный коэффициент:

$$- \text{ для турбины типа Р } K_{\text{от}} = \frac{q_{\text{ТП}}}{\Delta l} = \frac{h_2 - h_{20\text{к}}}{h_{0\text{д}} - h_{2\text{д}}}, \quad (13.26\text{а})$$

$$- \text{ для турбины типа Т } K_{\text{от}} = \frac{q_{\text{ТП}}}{\Delta l} = \frac{h_{0\text{д}} - h_{0\text{т}}}{h_{0\text{д}} - h_{2\text{д}}}. \quad (13.26\text{б})$$

Коэффициент использования теплоты:

$$K_{\text{ит}} = \frac{Q_{\text{ТП}} + N_{\text{ТЭЦ}}}{Q_1}. \quad (13.27)$$

Цикл ПТУ АЭС на насыщенном паре (рис. 13.6):

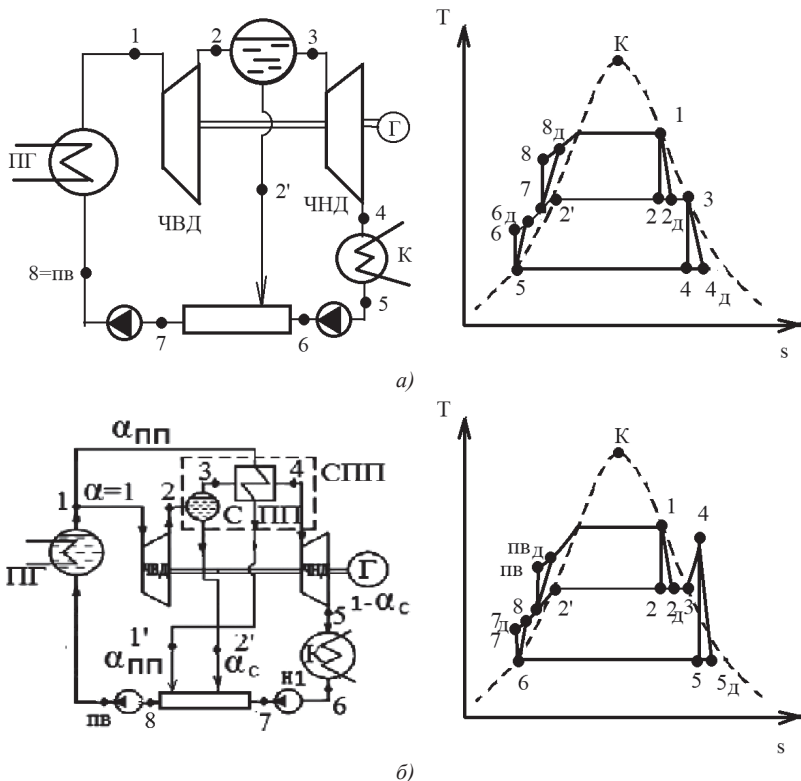


Рис. 13.6. Принципиальная схема и цикл ПТУ:

а) с одним сепаратором влаги, б) с сепаратором - пароперегревателем (СПП)

Термический КПД цикла ПТУ АЭС на насыщенном паре с одним сепаратором влаги:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{l_{чвд} + l_{чнд} - \sum l_{н}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) + (1 - \alpha_c)(h_3 - h_4) - (1 - \alpha_c)(h_6 - h_5) - (h_8 - h_7)}{(h_1 - h_8)}. \quad (13.28)$$

Внутренний КПД цикла ПТУ АЭС с одним сепаратором влаги:

$$\eta_i = \frac{l_{ц}^n}{q_1^n} = \frac{l_{чвд}^n + l_{чнд}^n - \sum l_{н}^n}{q_1^n} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{oi}^{чвд} + (1 - \alpha_c)(h_3 - h_4) \eta_{oi}^{чнд} - \sum l_{н} / \eta_{oi}^n}{(h_1 - h_{8д})}. \quad (13.29)$$

Термический КПД цикла ПТУ АЭС с СПП:

$$\eta_t^{сп} = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_5) \cdot (1 - \alpha_c) - (1 - \alpha_c)(h_7 - h_6) - (h_{пв} - h_8)}{(h_1 - h_{пв})(1 + \alpha_{пп})}. \quad (13.30)$$

Внутренний КПД цикла ПТУ АЭС с СПП:

$$\eta_i^{сп} = \frac{l_{ц}^n}{q_1^n} = \frac{(h_1 - h_2) \eta_{oi}^{чвд} + (h_4 - h_5) \cdot (1 - \alpha_{сд}) \eta_{oi}^{чнд} - \sum l_{н} / \eta_{oi}^n}{(h_1 - h_{пвд})(1 + \alpha_{ппд})}. \quad (13.31)$$

Задачи

13.1. Рассчитайте цикл Ренкина: из парогенератора выходит сухой насыщенный пар с давлением $p_1 = 12$ МПа, поступает в паровую турбину, где изоэнтропно расширяется до давления $p_2 = 3$ кПа, затем поступает в конденсатор, где полностью конденсируется до состояния кипящей жидкости, затем сжимается питательным насосом до начального давления. Определите термический КПД цикла. Сравните с КПД цикла Карно, осуществленном в том же интервале температур. Рассчитайте значения КПД необратимых циклов Карно и Ренкина при внутренних относительных КПД турбины 0,88, насоса 0,78, компрессора 0,7.

Решение.

На рисунке 13.7 представлен обратимый цикл Карно 1-2-2^к-3^к-1 и обратимый цикл Ренкина в T, s -диаграмме – 1-2-2^к-3^к-1.

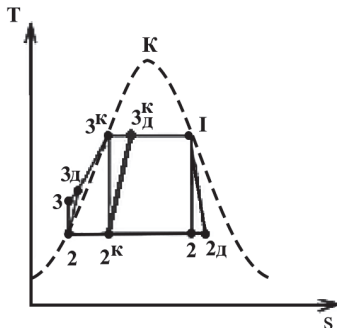


Рис. 13.7. К задаче 13.1

Термодинамические свойства воды и водяного пара определяем с помощью таблиц [2]:

– т.1: так как по условию задачи в турбину поступает насыщенный пар, значит его состояние соответствует состоянию на правой пограничной кривой и в табл. II обозначается". Тогда значения температуры, энтальпии и энтропии на входе в турбину составят $t_1 = f(p_1) = 324,68^\circ\text{C}$, $h_1 = f(p_1) = h'' = 2685,6$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1) = s'' = 5,4941$ кДж/(кг·К);

– т.2: процесс расширения в турбине изоэнтропный: $s_2 = s_1$, значит т.2 будет находиться в области влажного пара, и для нахождения параметров в этой области нужно определить степень сухости $x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2}$,

По p_2 (табл. II) находим $t_2 = f(p_2) = 24^\circ\text{C}$, $s'_2 = 0,3543$ кДж/(кг·К), $s''_2 = 8,5766$ кДж/(кг·К), $h'_2 = 100,9$ кДж/кг, $r = 2443,9$ кДж/кг.

Рассчитаем степень сухости пара на выходе из турбины:

$$x_2 = \frac{5,4941 - 0,3543}{8,5766 - 0,3543} = 0,625,$$

и энтальпия составит $h_2 = h'_2 + x_2 \cdot r = 100,9 + 0,625 \cdot 2443,9 = 1628,3$ кДж/кг;

– т.2": определена выше $s'_2 = 0,3543$ кДж/(кг·К) и $h'_2 = 100,9$ кДж/кг;

– т.3: сжатие воды в питательном насосе происходит по изоэнтропе: $s_3 = s_2$, питательный насос поднимает давление до начального $p_3 = p_1$. Состояние воды, соответствующее т.3, находящейся в однофазной области – жидкость. По табл. III находим, интерполируя, энтальпию $h_3 = f(p_3, s_3) = 112,9$ кДж/кг.

Термический КПД рассчитывается по формуле (13.1):

$$\eta_t = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2t})}{(h_1 - h_3)};$$

$$\eta_t = \frac{(2685,6 - 1628,3) - (112,9 - 100,9)}{(2685,6 - 112,9)} = \frac{1057,3 - 12,0}{2572,7} = 0,4063.$$

Термический КПД цикла Карно:

$$\eta_t^K = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{24 + 273,15}{324,68 + 273,15} = 0,5030.$$

По результатам расчета получается, что КПД цикла Карно больше КПД цикла Ренкина на насыщенном паре на $\eta_t^K - \eta_t = 50,30 - 40,63 = 9,67\%$.

На рисунке 13.7 представлен необратимый цикл Ренкина 1-2д-2'-3д-1. Действительная энтальпия воды на выходе из насоса по 13.4:

$$h_{3д} = h'_2 + (h_3 - h'_2) / \eta_{oi}^H = 100,9 + \frac{(112,9 - 100,9)}{0,78} = 116,28 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний КПД цикла равен (13.2):

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T - \frac{(h_3 - h_2')}{\eta_{oi}^H}}{(h_1 - h_{3d})} = \frac{(2685,6 - 1628,3) \cdot 0,88 - (112,9 - 100,9)/0,78}{(2685,6 - 116,28)} = 0,3561.$$

На рисунке 13.7 необратимый цикл Карно показан на T, s -диаграмме процессами 1-2_д-2_к-3_д^к-1. Внутренний КПД этого цикла (13.2):

$$\eta_i^k = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T - (h_{3к} - h_{2к})/\eta_{oi}^k}{(h_1 - h_{3д}^k)}.$$

Значение энтальпии в состоянии 3_к $h_{3к} = f(p_1) = h' = 1491,3$ кДж/кг и $s_{3к} = f(p_1) = s' = 3,4965$ кДж/(кг·К). В состоянии 2_к $s_{3к} = s_{2к}$, тогда

$$x_{2к} = \frac{3,4965 - 0,3543}{8,5766 - 0,3543} = 0,382,$$

$$h_{2к} = h_2' + x_{2к} \cdot r = 100,9 + 0,382 \cdot 2443,9 = 1034,47 \text{ кДж/кг.}$$

Действительная энтальпия влажного пара на выходе из компрессора (13.4):

$$h_{3д}^k = h_{2к} + (h_{3к} - h_{2к})/\eta_{oi}^k = 1034,47 + \frac{(1491,3 - 1034,47)}{0,7} = 1687,08 \text{ кДж/кг;}$$

$$\eta_i^k = \frac{(2685,6 - 1628,3) \cdot 0,88 - \frac{(1491,3 - 1034,47)}{0,7}}{(2685,6 - 1687,08)} = 0,2782.$$

В результате расчета получили, что в обратимых циклах КПД Карно $\eta_t^k = 50,30\%$ выше, чем КПД в цикле Ренкина $\eta_t = 40,63\%$; в то время как в необратимых КПД цикла Ренкина $\eta_i = 35,61\%$ выше, чем КПД необратимого цикла Карно $\eta_i^k = 27,82\%$. Такой результат очевиден, так как на сжатие влажного пара – процесс 2_к-3_д^к затрачивается гораздо большая работа, чем на сжатие жидкости в процессе 2'-3_д. Также компрессор работает в более тяжелых условиях и его внутренний относительный КПД ниже КПД насоса.

Ответ: $\eta_t = 40,63\%$, $\eta_t^k - \eta_t = 9,67\%$, $\eta_i = 35,61\%$, $\eta_i^k = 27,82\%$.

13.2. Паротурбинная установка работает по циклу ПТУ на перегретом паре. Параметры пара на входе в турбину: давление $p_1 = 90$ бар, температура $t_1 = 540^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе 4 кПа. Определите работу турбины и питательного насоса, а также термический КПД цикла.

Решение.

На рисунке 13.1 приведена принципиальная схема ПТУ на перегретом паре (рис.13.1а) и T, s -диаграмма цикла (рис. 13.1в) 1-2-2'-3-1.

Для определения параметров в реперных точках цикла воспользуемся табл. [2]:

– т.1: находится в области перегретого пара, используя табл. III находим $h_1 = f(p_1, t_1) = 3487,2$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,7861$ кДж/(кг·К);

– т.2: процесс 1-2 изэнтропный $s_2 = s_1$. По табл. II находим по p_2 :

$$s'_2 = 0,4224 \text{ кДж/(кг·К)}, s''_2 = 8,4735 \text{ кДж/(кг·К)},$$

$$h'_2 = 121,4 \text{ кДж/кг}, r = 2432,3 \text{ кДж/кг}.$$

Так как $s'_2 < s_2 < s''_2$, то состояние 2 находится в области влажного пара со степенью сухости:

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,7861 - 0,4224}{8,4735 - 0,4224} = 0,79,$$

тогда

$$h_2 = h'_2 + x_2 \cdot r = 121,4 + 0,79 \cdot 2432,3 = 2043,95 \text{ кДж/кг};$$

– т.2': находится на левой пограничной кривой при давлении p_2 , параметры в этой точке найдены выше;

– т.3: определяется по известным значениям давления $p_3 = p_1$ и значениям энтропии $s_3 = s_2'$, по табл. III находим, интерполируя, $h_3 = f(p_3, s_3) = 130,46$ кДж/кг.

Искомые в задаче работы турбины и насоса, а также термический КПД цикла находим пользуясь формулой (13.1):

$$l_T = h_1 - h_2 = 3487,2 - 2043,95 = 1443,25 \text{ кДж/кг};$$

$$l_H = h_3 - h_2' = 130,46 - 121,4 = 9,06 \text{ кДж/кг};$$

$$q_1 = h_1 - h_3 = 3487,2 - 130,46 = 3356,74 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{l_H}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{1443,25 - 9,06}{3356,74} = 0,4272.$$

Ответ: $l_T = 1443,25$ кДж/кг, $l_H = 9,06$ кДж/кг, $\eta_t = 0,4272$.

13.3. Определите изменение какого параметра оказывает большее влияние на термический КПД цикла ПТУ на перегретом паре – увеличение начального давления на 10%, увеличение начальной температуры на 10% или уменьшение давления в конденсаторе на 10%? Параметры пара на входе в турбину: давление 10 МПа, температура 450°С. Давление в конденсаторе 3,5 кПа.

Решение.

Принципиальная схема ПТУ представлена на рис. 13.1а, цикл ПТУ в T, s – диаграмме на рис. 13.1в.

Для расчета параметров состояний воспользуемся калькулятором [4].

– т.1: $h_1 = f(p_1, t_1) = 3242$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,422$ кДж/(кг·К).

т.2: процесс 1-2 изэнтропный $s_2 = s_1 \rightarrow h_2 = f(p_2, s_2) = 1920$ кДж/кг и $x_2 = f(p_2, s_2) = 0,7418$;

$$- \text{т.2}': s_2' = f(p_2) = 0,3907 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), h_2' = f(p_2) = 111,8 \text{ кДж}/\text{кг};$$

- т.3: определяется по известным значениям давления $p_3 = p_1$ и значениям энтропии $s_3 = s_2'$, $h_3 = f(p_3, s_3) = 121,9$ кДж/кг.

Искомые в задаче работы турбины и насоса, а также термический КПД цикла находим, пользуясь формулой (13.1):

$$\begin{aligned} l_T &= h_1 - h_2 = 3242 - 1920 = 1322 \text{ кДж}/\text{кг}; \\ l_H &= h_3 - h_2' = 121,9 - 111,8 = 10,1 \text{ кДж}/\text{кг}; \\ q_1 &= h_1 - h_3 = 3242 - 121,9 = 3120,1 \text{ кДж}/\text{кг}; \\ \eta_t &= \frac{l_H}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{1322 - 10,1}{3120,1} = 0,4205. \end{aligned}$$

1) начальное давление увеличилось на 10%, следовательно, $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,5$ кПа;

2) начальная температура увеличилась на 10%, следовательно, $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 495^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,5$ кПа;

3) давление в конденсаторе уменьшилось на 10%, следовательно, $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,15$ кПа.

Новые состояния рассчитываются аналогично выше рассмотренным. Полученные результаты сведены в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Параметры состояния	Исходный вариант: $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,5$ кПа	Вариант 1: $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,5$ кПа	Вариант 2: $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 495^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,5$ кПа	Вариант 3: $p_1 = 10$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,15$ кПа
т.1: h_1 , кДж/кг	3242	3226	3362	3242
s_1 , кДж/(кг·К)	6,422	6,361	6,583	6,422
т.2: h_2 , кДж/кг	1920	1902	1968	1909
x_2	0,7418	0,7343	0,7616	0,7392
т.2': h_2' , кДж/кг	111,8	111,8	111,8	104,4
s_2' , кДж/(кг·К)	0,3907	0,3907	0,3907	0,3658
т.3: h_3 , кДж/кг	121,9	122,9	121,9	114,4
l_T , кДж/кг	1322	1324	1394	1333
l_H , кДж/кг	10,1	11,1	11,1	10
q_1 , кДж/кг	3120,1	3103,1	3240,1	3127,6
η_t , %	42,05	42,31	42,68	42,30
$\delta\eta_t$, %	—	0,26	0,63	0,25

Из расчета схем ПТУ видно, что наибольшее влияние на термический КПД цикла оказывает увеличение температуры пара – КПД увеличился на 0,63% по сравнению с исходным вариантом, влияние начального и конечного давления в турбине оказывают примерно равное увеличение КПД – 0,26% и 0,25% соответственно.

Ответ: изменение температуры пара на входе в турбину.

13.4. Определите зависимость термического КПД и влажности пара на выходе из турбины от начальных параметров пара. Цикл ПТУ осуществляется при начальных и конечных давлениях соответственно $p_1 = 8$ МПа и $p_2 = 3$ кПа. Пар перед турбиной: а) сухой насыщенный, б) перегретый до температуры 460°C .

Ответ: а) $\eta_t = 39,55\%$, $x_2 = 0,6556$; б) $\eta_t = 41,88\%$, $x_2 = 0,7588$.

13.5. Определите термический КПД и мощность ПТУ на перегретом паре. На входе в паровую турбину давление составляет $p_1 = 13$ МПа и температура $t_1 = 540^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $3,8$ кПа. Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 30$ МДж/кг, КПД парогенератора $0,9$ и расход топлива 18 т/ч.

Ответ: $\eta_t = 0,4396$, $N = 59,34$ МВт.

13.6. На вход турбины поступает водяной пар при параметрах: давление $p_1 = 16$ МПа, температура $t_1 = 560^\circ\text{C}$. В турбине пар расширяется адиабатно до давления в конденсаторе $p_2 = 3$ кПа. Расход пара $m = 221$ кг/с. Требуется определить:

а) термический КПД цикла и средние температуры подвода и отвода теплоты;

б) внутренний КПД цикла, если внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,9$, а насоса $\eta_{oi}^H = 0,85$;

в) действительную мощность турбины, насоса и ПТУ;

г) процесс в турбине представить в h, s – диаграмме.

Решение.

Определим термодинамические свойства воды и пара в основных точках цикла, пользуясь таблицами [2].

– т.1: по p_1 и t_1 (в табл. III) найдем $h_1 = 3467,7$ кДж/кг, $s_1 = 6,5164$ кДж/(кг К);

– т.2: по p_2 (в таб. II) находим $h'_2 = 100,99$ кДж/кг, $s'_2 = 0,3543$ кДж/(кг К), $h''_2 = 2544,9$ кДж/кг, $s''_2 = 8,5766$ кДж/(кг К), $t_2 = 24,08^\circ\text{C}$.

Степень сухости пара в состоянии 2 $s_2 = s_1$:

$$x_2 = (s_2 - s'_2)/(s''_2 - s'_2) = (6,5164 - 0,3543)/(8,5766 - 0,3543) = 0,749.$$

Тогда энтальпия пара в состоянии 2:

$$h_2 = h'_2 \cdot (1 - x_2) + x_2 \cdot h''_2 = 100,99 \cdot (1 - 0,749) + 0,749 \cdot 2544,9 = 1931,47 \text{ кДж/кг};$$

– т.3: по p_1 и s'_2 (в таб. III), интерполируя, определяем $h_3 = 117,2$ кДж/кг:
 а) рассчитаем термический КПД цикла по формуле (13.1)

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h'_2)}{(h_1 - h_3)} =$$

$$= \frac{(3467,7 - 1931,47) - (117,2 - 100,99)}{(3467,7 - 117,2)} = 0,453.$$

Определим средние температуры подвода и отвода теплоты:

$$T_{1,ср} = \frac{(h_1 - h_3)}{(s_1 - s_3)} = \frac{3467,7 - 117,2}{6,5164 - 0,3543} = 547,7 \text{ К};$$

$$T_{2,ср} = T_2 = t_2 + 273,15 = 297,23 \text{ К}.$$

Для проверки рассчитаем термический КПД цикла, используя $T_{1,ср}$ и $T_{2,ср}$,

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{2,ср}}{T_{1,ср}} = 1 - \frac{297,23}{543,7} = 0,45;$$

б) рассчитаем внутренний КПД цикла по формуле (13.2), для чего предварительно найдем энтальпию воды в точке 3д по формуле 13.4:

$$h_{3д} = h'_2 + (h_3 - h'_2)/\eta_{oi}^H;$$

$$h_{3д} = 100,99 + \frac{(117,2 - 100,99)}{0,85} = 120,06 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_2)\eta_{oi}^T - (h_3 - h_{2d})/\eta_{oi}^H}{(h_1 - h_{3д})} = \frac{(3467,7 - 1932,5) \cdot 0,9 - (117,2 - 100,99)/0,85}{(3467,7 - 120,06)} = 0,407.$$

Для дальнейшего сравнения определим степень сухости пара в точке 2д. Для этого сначала найдем энтальпию пара в конце необратимого расширения в турбине по формуле (13.3):

$$h_{2д} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T$$

$$h_{2д} = 3467,7 - (3467,7 - 1932,5) \cdot 0,9 = 2086,02 \text{ кДж/кг},$$

а затем вычислим

$$x_2 = \frac{h_{2д} - h'_2}{h''_2 - h'_2} = \frac{2086,02 - 100,99}{2544,9 - 100,99} = 0,812;$$

в) рассчитаем действительные мощности турбины, насоса и ПТУ (13.10–13.12):

$$N_T = m \cdot l_T^H = m \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T = 221 \cdot (3467,7 - 1932,5) \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} = 305,4 \text{ МВт};$$

$$N_H = m \cdot l_H^H = m \cdot (h_3 - h_{2d})/\eta_{oi}^H = 221 \cdot (117 - 101)/0,85 \cdot 10^{-3} = 4,16 \text{ МВт};$$

$$N_{ПТУ} = N_T - N_H = 305,4 - 4,16 = 301,2 \text{ МВт}.$$

Обратите внимание на то, что мощность насоса от мощности турбины составляет всего $\delta N_H^D = 100 \cdot \frac{N_H^D}{N_T^D} = 100 \cdot 4,16/305,4 = 1,36\%$;

г) на рисунке 13.8 в h, s – диаграмме показан процесс расширения пара в турбине:

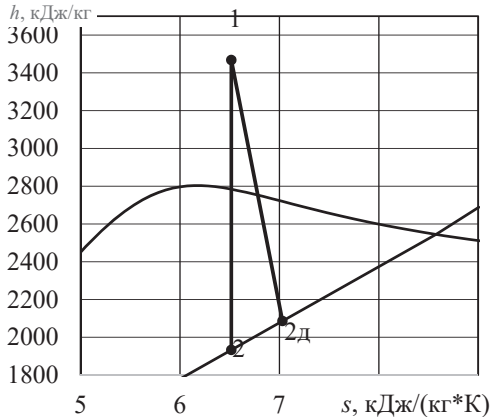


Рис. 13.8. h, s – диаграмма процесса в турбине

Ответ: $\eta_t = 0,453$, $T_{1cp} = 543,7$ К, $T_{2cp} = 297,23$ К, $\eta_i = 0,407$, $N_T = 305,4$ МВт, $N_H = 4,16$ МВт, $N_{пту} = 301,2$ МВт.

13.7. Паротурбинная установка работает по циклу ПТУ на перегретом паре. Параметры пара перед турбиной $p_1 = 13$ МПа; $t_1 = 550^\circ\text{C}$. Давление пара в конденсаторе 3,2 кПа; КПД турбины и насоса равны 0,85 и 0,81. Определить термический и внутренний КПД цикла. Определить также расход пара в голову турбины, если мощность равна 140 МВт. Представить цикл в T, s – диаграмме.

Ответ: $\eta_t = 0,445$, $\eta_i = 0,377$, $m = 109,39$ кг/с.

13.8. Определить значение внутреннего относительного КПД турбины, при котором степень сухости пара достигнет минимально возможного значения по условиям ее эксплуатации $x_{2д} = 85\%$. ПТУ работает при следующих параметрах: на входе в турбину давление и температура пара $p_1 = 16$ МПа и $t_1 = 500^\circ\text{C}$, а давление на выходе $p_2 = 4$ кПа.

Ответ: $\eta_{oi}^T = 0,79$.

13.9. ПТУ работает при параметрах пара перед турбиной $p_1 = 12$ МПа и $t_1 = 520^\circ\text{C}$ и давлении в конденсаторе 0,0042 МПа. Заданы следующие КПД: внутренний относительный турбины $\eta_{oi}^T = 0,86$, насоса $\eta_{oi}^H = 0,84$, механический $\eta_m = 0,97$, электрогенератора $\eta_r = 0,98$, паропроводов $\eta_{пп} = 0,99$, котельной установки $\eta_{ку} = 0,92$. Определите КПД брутто установки, удельный расход условного топлива, удельный расход теплоты и пара на ПТУ.

Решение.

Принципиальная схема установки представлена на рис.13.1а, цикл в T, s – диаграмме на рис. 13.1в. Для нахождения параметров состояния воспользуемся калькулятором [4]:

– т.1: $h_1 = f(p_1, t_1) = 3403$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,558$ кДж/(кг·К);

– т.2: $x_2 = f(p_2, s_1 = s_2) = 0,7634$, $h_2 = f(p_2, s_2) = 1980$ кДж/кг;

– т.2д: действительную энтальпию на выходе из турбины определим, используя η_{oi}^T по формуле (13.3):

$$h_{2д} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T;$$

$$h_{2д} = 3403 - (3403 - 1980) \cdot 0,86 = 2179,22 \text{ кДж/кг};$$

– т.2': $s_2' = f(p_2) = 0,4341$ кДж/(кг·К), $h_2' = f(p_2) = 124,9$ кДж/кг;

– т.3: $h_3 = f(p_3, s_3 = s_2') = 136,9$ кДж/кг.

– т.3д: действительную энтальпию на выходе из насоса определим, используя η_{oi}^H по формуле (13.4):

$$h_{3д} = h_2' + (h_3 - h_2')/\eta_{oi}^H;$$

$$h_{3д} = 124,9 + (136,9 - 124,9)/0,84 = 139,19 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренний КПД цикла рассчитывается по формуле (13.2)

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{3д} - h_2')}{(h_1 - h_{3д})};$$

$$\eta_i = \frac{(3403 - 2179,22) - (139,19 - 124,9)}{(3403 - 139,19)} = 0,3706.$$

КПД станции рассчитывается по формуле 13.17

$$\eta_{ст} = \eta_{ку} \cdot \eta_{пп} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r$$

$$\eta_{ст} = 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,3706 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,3209.$$

Удельный расход условного топлива вычисляется по формуле (13.19)

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_{ст}} = \frac{0,123}{0,3209} = 0,383 \text{ кг усл.топ.}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Удельный расход теплоты на ПТУ определяется по формуле (13.20)

$$q_{ст} = \frac{3600}{\eta_{ст}} = \frac{3600}{0,3209} = 11\,218,45 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Удельный расход пара на ПТУ по формуле (13.22) равен

$$d = \frac{3600}{l_t^d \cdot \eta_m \cdot \eta_r} = \frac{3600}{(3403 - 1980) \cdot 0,86 \cdot 0,97 \cdot 0,98} = 3,095 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Ответ: $\eta_{\text{ст}} = 0,3209$, $b_{\text{ysel}} = 0,383$ кг усл.топл./(\text{кВт} \cdot \text{ч}),

$$q_{\text{ст}} = 11218,45 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}), d = 3,095 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

13.10. В ПТУ начальные параметры пара перед турбиной $p_1 = 11$ МПа и $t_1 = 420^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $0,0036$ МПа. Определить: а) термический КПД установки, б) удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч электроэнергии, если внутренний относительный КПД турбины и насоса $0,87$ и $0,83$, механический КПД турбины $\eta_m = 0,98$ и КПД электрогенератора $\eta_r = 0,96$, в) как изменится термический КПД, если давление на выходе из турбины увеличится в 10 раз.

Ответ: $\eta_t = 41,82\%$, $d = 3,46$ кг/(\text{кВт} \cdot \text{ч}), $\eta_{t2} = 35,60\%$, $\delta\eta_t = 14,9\%$.

13.11. Давление и температура пара на входе в турбину составляют $p_1 = 7$ МПа и $t_1 = 435^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $3,3$ кПа. Мощность турбины 25 МВт. Определите часовой расход пара, часовой расход топлива и удельный расход теплоты на турбогенераторную установку. Заданы КПД: внутренний относительный турбины и насоса $0,88$ и $0,79$, механический $\eta_m = 0,96$, электрогенератора $\eta_r = 0,98$, паропроводов $\eta_{\text{пм}} = 0,98$ и котельной установки $\eta_{\text{кы}} = 0,88$. Теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^p = 32$ МДж/кг. Определите КПД станции нетто, если мощность, затрачиваемая на собственные нужды, составляет $1,8$ МВт.

Решение.

Принципиальная схема установки представлена на рис.13.1а, цикл в T, s - диаграмме на рис. 13.1в. Для нахождения параметров воспользуемся калькулятором [4]:

$$- \text{т.1: } h_1 = f(p_1, t_1) = 3250 \text{ кДж}/\text{кг} \text{ и } s_1 = f(p_1, t_1) = 6,582 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

$$- \text{т.2: } x_2 = f(p_2, s_1 = s_2) = 0,7599, h_2 = f(p_2, s_2) = 1962 \text{ кДж}/\text{кг};$$

- 2д: действительную энтальпию влажного пара на выходе из турбины определим, используя η_{oi}^T по формуле (13.3):

$$h_{2д} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T,$$

$$h_{2д} = 3250 - (3250 - 1962) \cdot 0,88 = 2116,56 \text{ кДж}/\text{кг},$$

$$- \text{т.2}': s_2' = f(p_2) = 0,3767 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}), h_2' = f(p_2) = 107,7 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$- \text{т.3: } h_3 = f(p_3, s_3 = s_2') = 114,7 \text{ кДж}/\text{кг};$$

– т.3д: действительную энтальпию воды на выходе из насоса определим, используя η_{oi}^H по формуле (13.4):

$$h_{3д} = h_2' + (h_3 - h_2')/\eta_{oi}^H = \\ = 107,7 + (114,7 - 107,7)/0,79 = 116,56 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний КПД цикла определяется по формуле (13.2)

$$\eta_i = \frac{(h_1 - h_{2д}) - (h_{3д} - h_2')}{(h_1 - h_{3д})}, \\ \eta_i = \frac{(3250 - 2116,56) - (116,56 - 107,7)}{(3250 - 116,56)} = 0,3589.$$

КПД станции рассчитывается по формуле (13.17)

$$\eta_{ст} = \eta_{ку} \cdot \eta_{пп} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \\ \eta_{ст} = 0,88 \cdot 0,98 \cdot 0,3589 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,29.$$

Секундный расход пара выражается из формулы (13.10):

$$m = \frac{N_T^A}{l_T^A} = \frac{N_T^A}{(h_1 - h_{2д})} = \frac{25000}{1133,44} = 22,06 \text{ кг/с.}$$

Часовой расход пара $D = m \cdot 3600 = 79416,0 \text{ кг/ч.}$

Мощность ПТУ выражается из формулы (13.12)

$$N_{пту}^A = m \cdot l_{пту}^A = 22,06 \cdot 1124,58 = 24808,23 \text{ кВт.}$$

Часовой расход топлива рассчитывается по формуле (13.17):

$$B = \frac{3600 \cdot N_{пту}^A}{\eta_{ст} \cdot Q_H^P} = \frac{3600 \cdot 24808,23}{0,29 \cdot 32000} = 9623,88 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход теплоты на турбогенераторную установку рассчитывается по формуле (13.20):

$$q_э = \frac{3600}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r} = \frac{3600}{0,29 \cdot 0,96 \cdot 0,98} = 13194,93 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

Ответ: $D = 79416,0 \text{ кг/ч, } B = 9623,88 \text{ кг/ч,}$

$$q_э = 13194,93 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

13.12. В цикле ПТУ с промежуточным перегревом пара на вход паровой турбины поступает пар с параметрами $p_1 = 14 \text{ МПа}$ и $t_1 = 510^\circ\text{C}$. После расширения пара в части высокого давления турбины (ЧВД) до температуры 330°C пар направляется в промежуточный перегреватель, где его температура повышается до 490°C . Далее пар расширяется в части низкого давления турбины (ЧНД) до давления в конденсаторе $p_2 = 4,4 \text{ кПа}$. Определите: 1) термический КПД цикла с промперегревом, 2) насколько уменьшится

влажность пара на выходе из турбины и насколько увеличится термический КПД цикла в результате введения промежуточного перегрева, 3) каковы средние интегральные температуры подвода теплоты в циклах с промежуточным перегревом и без него? 4) насколько изменится работа ПТУ при введении промперегрева.

Решение.

На рисунке 13.2 принципиальная схема ПТУ с промперегревом, а на рис. 13.3а цикл в T, s – диаграмме.

Для нахождения свойств пара используем таблицы [2]:

– т.1: В табл. III находим $h_1 = f(p_1, t_1) = 3352,1$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t) = 6,4292$ кДж/(кг·К);

– т.а: Параметры на выходе из ЧВД турбины определяем по табл. III $p_a = f(t_a, s_1) = 4,5$ МПа, $h_a = f(t_a, s_1) = 3028,8$ кДж/кг;

– т.б: Параметры на входе в ЧНД турбины определяем по табл. III $p_b = p_a$, $s_b = f(p_b, t_b) = 7,0019$ кДж/(кг·К), $h_b = f(t_b, s_b) = 3417,1$ кДж/кг;

– т.2: по табл. II находим по p_2 :

$s'_2 = 0,4453$ кДж/(кг·К), $s''_2 = 8,4395$ кДж/(кг·К), $h'_2 = 128,33$ кДж/кг, $r = 2428,4$ кДж/кг. Так как $s'_2 < s_2 < s''_2$, то т. 2 находится в области влажного пара со степенью сухости:

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{7,0019 - 0,4453}{8,4395 - 0,4453} = 0,820,$$

тогда

$$h_2 = h'_2 + x_2 \cdot r = 128,33 + 0,820 \cdot 2428,4 = 2119,62 \text{ кДж/кг};$$

– т.2': определена выше $s'_2 = 0,4453$ кДж/(кг·К) и $h'_2 = 128,33$ кДж/кг

– т.3: повышение давления воды в питательном насосе происходит по изэнтропе: $s_3 = s_2$, питательный насос поднимает давление до начального $p_3 = p_1$. Состояние 3 находится в однофазной области – области жидкости.

По таблице III находим, интерполируя, $h_3 = f(p_3, s_3) = 142,55$ кДж/кг.

Термический КПД цикла с промежуточным перегревом определяется по формуле (13.5):

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2) - (h_3 - h_{2t})}{(h_1 - h_3) + (h_b - h_a)};$$

$$\eta_t = \frac{(3352,1 - 3028,8) + (3417,1 - 2119,62) - (142,55 - 128,33)}{(3352,1 - 142,55) + (3417,1 - 3028,8)} = 0,4465.$$

В случае отсутствия в этой схеме промежуточного перегрева пара (рис.13.1в) термический КПД рассчитывается по формуле (13.1):

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2^{6/nn}) - (h_3 - h_{2t})}{(h_1 - h_3)};$$

т. $2^{\delta/\text{нп}}$ в случае отсутствия промперегрева пара процесс из точки 1 пойдет сразу в точку $2^{\delta/\text{нп}}$, тогда $s_2^{\delta/\text{нп}} = s_1$ и $x_2^{\delta/\text{нп}} = \frac{s_2^{\delta/\text{нп}} - s_2'}{s_2' - s_2'} = \frac{6,4292 - 0,4453}{8,4395 - 0,4453} = 0,749$, следовательно

$$h_2^{\delta/\text{нп}} = h_2' + x_2^{\delta/\text{нп}} \cdot r = 128,33 + 0,749 \cdot 2428,4 = 1947,2 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t^{\delta/\text{нп}} = \frac{(3352,1 - 1947,2) - (142,55 - 128,33)}{(3352,1 - 142,55)} = 0,4333.$$

В случае применения промперегрева сухость пара в конце процесса расширения в турбине по сравнению с циклом без промперегрева вырастит на:

$$x_2 - x_2^{\delta/\text{нп}} = 0,071;$$

$$\frac{x_2 - x_2^{\delta/\text{нп}}}{x_2} = \frac{0,820 - 0,749}{0,820} \cdot 100\% = 8,66\%.$$

Термический КПД в результате введения промперегрева увеличится:

$$\eta_t - \eta_t^{\delta/\text{нп}} = 0,4465 - 0,4333 = 0,013.$$

$$\frac{\eta_t - \eta_t^{\delta/\text{нп}}}{\eta_t} = \frac{0,4465 - 0,4333}{0,4465} \cdot 100\% = 5,2\%.$$

Среднеинтегральные температуры подвода теплоты в цикле: – с промперегревом:

$$T_{1\text{cp}} = \frac{q_1}{\Delta s} = \frac{(h_1 - h_3) + (h_b - h_a)}{(s_1 - s_3) + (s_b - s_a)} =$$

$$= \frac{(3352,1 - 142,55) + (3417,1 - 3028,8)}{(6,4292 - 0,4453) + (7,0019 - 6,4292)} = 548,43 \text{ К};$$

– без промперегрева:

$$T_{1\text{cp}}^{\delta/\text{нп}} = \frac{q_1}{\Delta s} = \frac{(h_1 - h_3)}{(s_1 - s_3)} = \frac{(3352,1 - 142,55)}{(6,4292 - 0,4453)} = 536,36 \text{ К}.$$

Изменение работы ПТУ при введении промперегрева:

$$l_{\text{ц}} - l_{\text{ц}}^{\delta/\text{нп}} = 1606,55 - 1390,68 = 215,87 \text{ кДж/кг};$$

$$\frac{l_{\text{ц}} - l_{\text{ц}}^{\delta/\text{нп}}}{l_{\text{ц}}} = \frac{1606,55 - 1390,68}{1606,55} \cdot 100\% = 13,44\%.$$

Ответ: $\eta_t = 44,65\%$; $x_2 - x_2^{\delta/\text{нп}} = 0,071$, $\frac{\eta_t - \eta_t^{\delta/\text{нп}}}{\eta_t} = 5,2\%$;

$$T_{1\text{cp}} = 548,43 \text{ К}, T_{1\text{cp}}^{\delta/\text{нп}} = 536,36 \text{ К}; \frac{l_{\text{ц}} - l_{\text{ц}}^{\delta/\text{нп}}}{l_{\text{ц}}} = 13,44\%.$$

13.13. В паротурбинной установке, работающей при начальных параметрах пара $p_1 = 15,0$ МПа и $t_1 = 480^\circ\text{C}$, применён промежуточный перегрев пара при давлении $3,1$ МПа до температуры 470°C . Давление пара в конденсаторе $p_2 = 0,0031$ МПа. Изобразить принципиальную схему установки и цикл в T , s – и p , v – диаграммах. Определить внутренний КПД цикла при внутренних относительных КПД ЧВД $0,87$, ЧНД $0,85$, насоса $0,86$. Сравнить КПД цикла с КПД цикла без промперегрева. Определить удельные расходы пара и теплоты, а также мощность установки с учётом работы насоса, если расход пара составляет 265 кг/с.

Ответ: $\eta_i = 38,95\%$, $\Delta\eta_i = 9,45\%$, $d = 2,558$ кг пара/кВт·ч, $q = 9,24$ МДж/кВт·ч, $N = 373,15$ МВт.

13.14. ПТУ с промперегревом работает при следующих параметрах: температура и давление пара на входе в турбину $t_1 = 470^\circ\text{C}$ и $p_1 = 9$ МПа, давления в конденсаторе $3,4$ кПа и температура на входе в ЧНД турбины на 20°C ниже температуры острого пара. Определите оптимальные параметры промежуточного перегрева пара, если относительный КПД турбины ЧВД $0,88$, ЧНД $0,81$, а насоса $0,8$.

Решение.

Из теории известно, что оптимальная температура промперегрева равна $T_{a, \text{опт}} = T_{1\text{ср}}$, и как показывают расчеты, давление промперегрева находится в диапазоне $(0,22 - 0,4) \cdot p_1$. Следовательно, искомое давление промперегрева должно быть в интервале от $2,0$ МПа до $3,6$ МПа.

Для расчета состояний воспользуемся Калькулятором [4]:

– т.1: $h_1 = f(p_1, t_1) = 3310$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,559$ кДж/(кг·К);

– т.2': $s_2' = f(p_2) = 0,3838$ кДж/(кг·К), $h_2' = f(p_2) = 109,78$ кДж/кг;

– т.3: $h_3 = f(p_3, s_3 = s_2') = 118,96$ кДж/кг.

– т.3д: действительную энтальпию воды на выходе из насоса определим, используя η_{oi}^H по формуле (13.4),

$$h_{3д} = h_2' + (h_3 - h_2') / \eta_{oi}^H,$$

$$h_{3д} = 109,78 + \frac{(118,96 - 109,78)}{0,8} = 121,23 \text{ кДж/кг.}$$

Работа, затраченная на привод насоса,

$$l_N^A = h_{3д} - h_2' = 121,23 - 109,78 = 11,45 \text{ кДж/кг.}$$

Дальнейшие расчеты сведены в табл. 13.2.

Таблица 13.2

p_a , МПа	2	2,1	2,2	2,5
$t_a = f(p_a, s_a = s_1)$, °С	252,5	258,3	264,1	280
$h_a = f(p_a, s_a = s_1)$, кДж/кг	2909,53	2920	2931	2960,2
$h_{ад} = h_1 - (h_1 - h_a) \cdot \eta_{oi}^{ЧВД}$, кДж/кг	2957,65	2966,8	2976,48	3002,24
$h_b = f(p_b = p_a, t_b)$, кДж/кг	3358,1	3357	3355	3351,4
$s_b = f(p_b = p_a, t_b)$, кДж/кг	7,2863	7,262	7,240	7,1765
$x_2 = \frac{s_b - s_2'}{s_2'' - s_2'}$	0,847	0,844	0,842	0,834
$h_2 = h_2' + x_2 \cdot r$, кДж/кг	2175,53	2169,0	2162,0	2143,82
$l_{чвд}^A = h_1 - h_{ад}$, кДж/кг	342,85	343,2	333,58	308,26
$l_{чнд}^A = (h_b - h_2) \cdot \eta_{oi}^{ЧНД}$, кДж/кг	957,88	962,28	966,33	978,4
$l_{ц}^A = l_{чвд}^A + l_{чнд}^A - l_{н}^A$, кДж/кг	1289,28	1294,03	1288,46	1275,21
$q_1^A = (h_1 - h_{3д}) + (h_b - h_{ад})$, кДж/кг	3589,72	3578,87	3567,19	3538,43
$\eta_i = \frac{l_{ц}^A}{q_1^A}$	0,3592	0,3616	0,3612	0,3604

Ответ: $p_{a, \text{opt}} = 2,1$ МПа.

13.15. ПТУ работает при суперсверхкритических параметрах пара $p_1 = 28,0$ МПа и $t_1 = 580^\circ\text{C}$ с двумя промперегревами до температуры 575°C при давлениях 10,0 и 3,0 МПа. Давление в конденсаторе 0,0039 МПа. Расход пара составляет 710 т/ч. Определить внутренний КПД цикла и мощность ПТУ при внутренних относительных КПД ЧВД, ЧСД и ЧНД равных, соответственно, 0,88, 0,88, 0,84 и КПД питательного насоса 0,85. Представьте цикл ПТУ в T, s -диаграмме, а процесс в турбине в h, s -диаграмме.

Ответ: $\eta_i = 42,95\%$, $N_{\text{пту}} = 346,3$ МВт.

13.16. Для турбины мощностью 1200 МВт параметры пара на входе в турбину $p_1 = 30$ МПа, $t_1 = 650^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 5,0$ кПа. ПТУ имеет два промежуточных перегревателя до $t_{\text{пп}} = 565^\circ\text{C}$ при давлениях 12 МПа и 7 МПа. Определить термический КПД цикла и расход пара через турбину.

Ответ: $\eta_i = 0,488$, $m = 631,26$ кг/с.

13.17. ПТУ мощностью 150 МВт работает на водяном паре при параметрах: $p_1 = 128$ бар, $t_1 = 565^\circ\text{C}$ и $p_2 = 0,037$ бар. Регенеративный подогрев

питательной воды осуществляется за счет отбора пара в подогреватель поверхностного типа при $p_0 = 1$ бар. Определить повышение термического КПД и расхода пара на турбину при введении регенеративного подогрева. Температура питательной воды на выходе из регенеративного подогревателя поверхностного типа на $4,6^\circ\text{C}$ ниже температуры насыщения греющего пара.

Решение.

Принципиальная схема и цикл ПТУ с регенеративным подогревателем поверхностного типа в T, s – диаграмме на рис. 13.4б.

Для расчета параметров пара в реперных точках используем калькулятор [4]:

– т.1: находим $h_1 = f(p_1, t_1) = 3512$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,665$ кДж/(кг·К);

– т.1о: энтальпия пара в отборе турбины $h_{1o} = f(p_{1o}, s_1) = 2416$ кДж/кг;

– т.1о': Параметры пара на выходе из регенеративного теплообменника соответствуют значениям на левой пограничной кривой $t_{1o}' = f(p_{1o}) = 99,6^\circ\text{C}$, $s_{1o}' = f(p_{1o}) = 1,303$ кДж/(кг·К), $h_{1o}' = f(p_{1o}) = 417,4$ кДж/кг;

– т.2: энтальпия влажного пара на выходе из турбины $h_2 = f(p_2, s_1) = 1999$ кДж/кг и степень сухости $x_2 = 0,773$;

– т.2': энтальпия и энтропия на выходе из конденсатора $h_2' = f(p_2) = 115,8$ кДж/кг, $s_2' = f(p_2) = 0,404$ кДж/(кг·К);

– т.3: сжатие воды в питательном насосе происходит по изоэнтропе: $s_3 = s_2'$, насос поднимает давление до давления на входе в турбину $p_3 = p_1$, следовательно состояние т.3 $h_3 = f(p_3, s_3) = 128,6$ кДж/кг;

– т.4: недогрев между температурой насыщения и температурой питательной воды после регенеративного подогревателя $4,6^\circ\text{C}$ $t_{пв} = t_{1o}' - 4,6 = 99,6 - 4,6 = 95^\circ\text{C}$, $h_{пв} = f(p_{пв} = p_1, t_{пв}) = 407,76$ кДж/кг.

Доля пара, направленная на подогрев питательной воды в регенеративный теплообменник, рассчитывается из уравнения теплового баланса этого теплообменника:

$$\alpha_{1o} \cdot (h_{1o} - h_{1o}') = (h_{пв} - h_3), \text{ отсюда}$$

$$\alpha_{1o} = \frac{h_{пв} - h_3}{h_{1o} - h_{1o}'} = \frac{407,76 - 128,6}{2416 - 417,4} = 0,14.$$

Рассчитаем термический КПД цикла ПТУ с регенерацией по формуле (13.23):

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{l_{т-лн}}{q_1},$$

где удельная работа турбины $l_T = (h_1 - h_{10}) + (1 - \alpha_{10}) \cdot (h_{10} - h_2)$;

$$l_T = (3512 - 2416) + (1 - 0,14) \cdot (2416 - 1999) = 1454,6 \text{ кДж/кг};$$

удельная работа насоса $l_H = (h_3 - h'_2) = (128,6 - 115,8) = 12,8 \text{ кДж/кг}$.

Теплота, подведенная в цикле:

$$q_1 = h_1 - h_{пв} = 3512 - 407,76 = 3104,24 \text{ кДж/кг},$$

работа за цикл $l_{ц} = l_T - l_H = 1454,6 - 12,8 = 1441,8 \text{ кДж/кг}$,

$$\eta_t = \frac{1441,8}{3104,24} = 0,4645.$$

Используя формулу (13.12), найдем расход пара в голову турбины:

$$N_{пту} = m \cdot l_{ц}, \text{ следовательно } m = N_{пту} / l_{ц} = 150000 / 1441,8 = 104,0 \text{ кг/с}.$$

В случае применения паротурбинного цикла без регенерации принципиальная схема будет идентична схеме на рис. 13.1а, а T, s -диаграмма – диаграмме на рис. 13.1в. Точки 1, 2, 2' и 3 рассчитаны выше.

Термический КПД цикла без регенерации определяется по формуле (13.1):

$$\eta_t^{б/р} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2t})}{(h_1 - h_3)},$$

$$\eta_t^{б/р} = \frac{(3512 - 1999) - (128,6 - 115,8)}{(3512 - 128,6)} = \frac{1500,2}{3383,4} = 0,4434.$$

Расход пара в голову турбины по формуле (13.12) равен:

$$m^{б/р} = N_{пту} / l_{ц} = 150000 / 1500,2 = 100 \text{ кг/с}.$$

Выигрыш схемы с регенерацией по сравнению со схемой без регенерации составляет:

$$\delta\eta = (\eta_t - \eta_t^{б/р}) / \eta_t^{б/р} = (0,4645 - 0,4434) / 0,4434 = 0,048 = 4,8\%,$$

$$\Delta m = m - m^{б/р} = 104,0 - 100,0 = 4,0 \text{ кг/с}.$$

Ответ: $\delta\eta = 4,8\%$, $\Delta m = 4,0 \text{ кг/с}$.

13.18. ПТУ мощностью 150 МВт работает на водяном паре при следующих параметрах: $p_1 = 128$ бара, $t_1 = 565^\circ\text{C}$ и $p_2 = 0,037$ бара. Регенеративный подогрев питательной воды осуществляется за счет отбора пара в подогреватель смешивающего типа при $p_0 = 1$ бар. Определить расход пара в голову турбины, термический и внутренний КПД ПТУ, если внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,86$, насоса $\eta_{oi}^H = 0,84$. Определите, используя ответы задачи 13.17 при заданных параметрах, какой подогреватель выгоднее установить в схеме ПТУ с регенерацией.

Решение.

Принципиальная схема и цикл ПТУ с регенеративным подогревателем смешивающего типа в T, s – диаграмме показаны на рис.13.4а.

Для расчета параметров в реперных точках используем калькулятор [4]. Нахождение точек 1, 1_о, 2, 2' подробно показано в задаче 13.17.

В смешивающем подогревателе питательная вода подогревается до температуры конденсата пара в отборе: $t_{1о}' = f(p_{1о}) = 99,6^\circ\text{C}$, $s_{1о}' = f(p_{1о}) = 1,303$ кДж/(кг·К), $h_{1о}' = f(p_{1о}) = 417,4$ кДж/кг.

– т.1од: по формуле 13.3 определяем $h_{1од} = h_1 - (h_1 - h_{1о}') \cdot \eta_{oi}^T$;

$$h_{1од} = 3512 - (3512 - 2416) \cdot 0,86 = 2569,4 \text{ кДж/кг};$$

– т.2д: определяем аналогично т.1од

$$h_{2д} = 3512 - (3512 - 1999) \cdot 0,86 = 2210,8 \text{ кДж/кг};$$

– т.3: насос поднимает давление до давления в отборе $p_3 = p_{1о}$, тогда по $s_3 = s_2$, находим $h_3 = f(p_3, s_3) = 115,9$ кДж/кг;

– т.3д: в соответствии с формулой 13.4 находим $h_{3д} = h_2' + (h_3 - h_2')/\eta_{oi}^H$;

$$h_{3д} = 115,8 + (115,9 - 115,8)/0,84 = 115,9 \text{ кДж/кг};$$

– т. пв: повышение давления воды в питательном насосе: $S_{пв} = S_{1о}'$, $p_{пв} = p_1$, $h_{пв} = f(p_1, S_{пв}) = 430,6$ кДж/кг;

– т. пвд: аналогично точке 3д находим по формуле 13.4:

$$h_{пвд} = 417,4 + (430,6 - 417,4)/0,84 = 433,1 \text{ кДж/кг}.$$

Доля пара, направленная на подогрев питательной воды в регенеративный теплообменник, вычисляется из уравнения теплового баланса этого теплообменника:

$$\alpha_{1о} \cdot h_{1о} + (1 - \alpha_{1о}) \cdot h_3 = h_{1о}', \text{ отсюда:}$$
$$\alpha_{1о} = \frac{h_{1о}' - h_3}{h_{1о} - h_3} = \frac{417,4 - 115,9}{2416 - 115,9} = 0,131.$$

Для действительного цикла:

$$\alpha_{1од} = \frac{h_{1о}' - h_{3д}}{h_{1од} - h_{3д}} = \frac{417,4 - 115,9}{2569,4 - 115,9} = 0,123.$$

Рассчитаем термический КПД цикла ПТУ с регенерацией по формуле 13.23:

$$\eta_t = \frac{l_c}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1},$$

$$\begin{aligned}
l_T &= (h_1 - h_{10}) + (1 - \alpha_{10}) \cdot (h_{10} - h_2), \\
l_T &= (3512 - 2416) + (1 - 0,131) \cdot (2416 - 1999) = 1458,4 \text{ кДж/кг}, \\
l_H &= (1 - \alpha_{10}) \cdot (h_3 - h'_2) + (h_{пв} - h'_{10}), \\
l_H &= (1 - 0,131) \cdot (115,9 - 115,8) + (430,6 - 417,4) = 13,29 \text{ кДж/кг}, \\
q_1 &= h_1 - h_{пв} = 3512 - 430,6 = 3081,4 \text{ кДж/кг}, \\
\text{работа за цикл } l_{ц} &= l_T - l_H = 1458,4 - 13,29 = 1445,11 \text{ кДж/кг}. \\
\eta_t &= \frac{1445,11}{3081,4} = 0,4690.
\end{aligned}$$

Внутренний КПД цикла Ренкина с регенерацией рассчитаем по формуле 13.24:

$$\begin{aligned}
\eta_i &= \frac{l_{ц}^d}{q_1^d} = \frac{l_T^d - l_H^d}{q_1^d}, \\
l_T^d &= (h_1 - h_{10д}) + (1 - \alpha_{10д}) \cdot (h_{10д} - h_{2д}), \\
l_T^d &= (3512 - 2569,4) + (1 - 0,123) \cdot (2569,4 - 2210,8) = 1257,1 \text{ кДж/кг}, \\
l_H^d &= (1 - \alpha_{10д}) \cdot (h_{3д} - h'_2) + (h_{пвд} - h'_{10}), \\
l_H^d &= (1 - 0,123) \cdot (115,9 - 115,8) + (433,1 - 417,4) = 15,8 \text{ кДж/кг}, \\
q_1^d &= h_1 - h_{пв,д} = 3512 - 433,1 = 3078,9 \text{ кДж/кг}, \\
\eta_i &= \frac{l_{ц}^d}{q_1^d} = \frac{1257,1 - 15,8}{3078,9} = 0,4031.
\end{aligned}$$

Используя формулу (13.12), найдем расход пара в голову турбины $N_{пту} = m \cdot l_{ц}$, следовательно $m = N_{пту} / l_{ц} = 150000 / 1445,11 = 103,8 \text{ кг/с}$, $m_d = N_{пту} / l_{ц}^d = 150000 / 1241,3 = 120,8 \text{ кг/с}$.

В схеме с поверхностным регенеративным подогревателем при тех же начальных условиях термический КПД составил (см. задачу 13.17) $\eta_t^{\text{поверх РП}} = 0,4645$, а со смешивающим $\eta_t^{\text{смешив РП}} = 0,4690$,

$\Delta\eta_t = (\eta_t^{\text{смешив РП}} - \eta_t^{\text{поверх РП}}) = 0,45\%$. При использовании поверхностного подогревателя по сравнению со смешивающим потребуется чуть больший расход пара в голову турбины: $m_{\text{поверх РП}} = 104,0 \text{ кг/с}$ и $m_{\text{смешив РП}} = 103,8 \text{ кг/с}$, $\Delta m = 0,2 \text{ кг/с}$.

Ответ: $m_d = 120,8 \text{ кг/с}$, $\eta_t = 0,4690$, $\eta_i = 0,4031$, $\Delta\eta_t = 0,45\%$, $\Delta m = 0,2 \text{ кг/с}$.

13.19. В паровую турбину поступает пар с параметрами $p_1 = 17,0 \text{ МПа}$ и $t_1 = 490^\circ\text{C}$, пар направляется на промперегрев при давлении $3,5 \text{ МПа}$, после промперегрева температура пара составляет 480°C . Турбина имеет два регенеративных отбора в подогреватели поверхностного типа с каскадным сбросом конденсата греющего пара. Давление первого отбора 5 МПа . Давление отборного пара во второй регенеративный подогреватель

выбирается из условия одинакового приращения энтропии воды в подогревателях ($\Delta s_I = \Delta s_{II}$). Недогрев воды в поверхностных подогревателях до температуры насыщения греющего пара составляет 5°C . Давление в конденсаторе 4,1 кПа. Определить термический КПД регенеративного цикла и удельный расход пара на 1 МДж и на 1 кВт·ч выработанной энергии. Вычислить, насколько изменится количество подведенной в цикле теплоты при введении регенеративного подогрева.

Ответ: $\eta_t = 0,4599$, $d = 0,870$ кг/МДж = 3,13 кг/(кВт·ч), $q_1^{\text{бп}} - q_1 = 1164$ кДж/кг.

13.20. Рассчитать термический и внутренний КПД цикла, удельный расход пара и условного топлива паротурбинной установки (ПТУ) с промежуточным перегревом пара и двумя регенеративными подогревателями смешивающего типа. Начальные параметры водяного пара $p_1 = 24$ МПа, $t_1 = 520^\circ\text{C}$, давление пара в конденсаторе $p_2 = 4$ кПа. Параметры пара после промежуточного перегрева $p_b = 9$ МПа, $t_b = 490^\circ\text{C}$. Вода в регенеративных подогревателях нагревается до 180°C . Давление отборного пара во второй регенеративный подогреватель выбирается из условия одинакового подогрева воды в подогревателях ($\Delta t_I = \Delta t_{II}$). Внутренние относительные КПД отсеков турбины и насосов: $\eta_{oi}^{\text{чвд}} = 0,95$; $\eta_{oi}^{\text{чнд}} = 0,92$; $\eta_{oi}^{\text{м}} = 0,88$. КПД других элементов установки: $\eta_{\text{ку}} = 0,92$; $\eta_{\text{пп}} = 0,96$; $\eta_{\text{мех}} = 0,95$; $\eta_{\text{г}} = 1$; $\eta_{\text{сн}} = 1$. Представить цикл в T, s – диаграмме.

Ответ: $\eta_t = 0,519$, $\eta_i = 0,484$, $d=2,625$ кг/(кВт·ч), $b=0,303$ кг/(кВт·ч).

13.21. Определить мощность теплофикационной турбины типа Р и удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, если параметры водяного пара равны: $p_1 = 11,0$ МПа, $t_1 = 445^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,4$ МПа. Тепловой потребитель расходует $150 \cdot 10^6$ ккал/час теплоты и возвращает на ТЭЦ конденсат с $t_{\text{ок}} = 38^\circ\text{C}$. Вычислить также отопительный коэффициент для случая, когда $p_{2\text{к}} = 4,3$ кПа. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^{\text{т}} = 0,87$, механический КПД и КПД генератора принять равными 1.

Решение.

Принципиальная схема и цикл в T, s – диаграмма на рис.13.5а. Для определения параметров в реперных точках воспользуемся калькулятором [4].

– т.1: $h_1 = f(p_1, t_1) = 3212$ кДж/кг и $s_1 = f(p_1, t_1) = 6,341$ кДж/(кг·К);

– т.2: 1-2 процесс адиабатный, следовательно,

$$h_2 = f(p_2, s_2 = s_1) = 2507 \text{ кДж/кг}, x_2 = 0,8917;$$

– т.2д: действительную энтальпию находим по формуле (13.3)

$$h_{2д} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T = 3212 - (3212 - 2507) \cdot 0,87 = 2598,65 \text{ кДж/кг}, x_{2д} = f(p_2, h_{2д}) = 0,9447;$$

– т.2к: $h_{2к} = f(p_{2к}, s_{2к} = s_1) = 1917 \text{ кДж/кг}, x_{2к} = 0,7369;$

– т.2кд: действительную энтальпию находим по формуле 13.3

$$h_{2кд} = h_1 - (h_1 - h_{2к}) \cdot \eta_{oi}^T = 3212 - (3212 - 1917) \cdot 0,87 = 2085,35 \text{ кДж/кг}, x_{2кд} = f(p_{2к}, h_{2кд}) = 0,8063;$$

– т.ок: $h_{ок} = f(p_2, t_{ок}) = 159,5 \text{ кДж/кг}$ и $s_{ок} = f(p_2, t_{ок}) = 0,5455 \text{ кДж/(кг·К)}$.

Теплота, отданная тепловому потребителю, составляет

$$Q_{тп} = m \cdot q_{тп} = m \cdot (h_{2д} - h_{ок}), \text{ откуда } m = \frac{Q_{тп}}{h_{2д} - h_{ок}} = \frac{150 \cdot 10^6 \cdot 4,1868}{3600 \cdot (2598,65 - 159,5)} = 71,52 \text{ кг/с}.$$

Мощность турбины рассчитывается по формуле (13.10):

$$N_T^A = m \cdot l_T^A = m \cdot (h_1 - h_{2д}) = 71,52 \cdot (3212 - 2598,65) = 43,87 \text{ МВт}.$$

Удельная выработка энергии на тепловом потреблении рассчитывается по формуле (13.22):

$$y = \frac{(h_1 - h_2) \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{h_{2д} - h_{ок}} = \frac{(3212 - 2507) \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 1}{2598,65 - 159,5} = 0,251.$$

Отопительный коэффициент

$$K_{от} = \frac{q_{тп}}{\Delta l} = \frac{h_{2д} - h_{ок}}{h_{2д} - h_{2кд}} = \frac{2598,65 - 159,5}{2598,65 - 2085,35} = 4,75.$$

Ответ: $N_T^A = 43,87 \text{ МВт}, y = 0,251, K_{от} = 4,75.$

13.22. На ТЭЦ установлена турбина типа Р мощностью 25 МВт с начальными параметрами пара $p_1 = 8,0 \text{ МПа}$ и $t_1 = 535^\circ\text{C}$, противодавление $p_2 = 0,35 \text{ МПа}$. Пар после расширения в турбине направляется на производство и возвращается обратно на ТЭЦ в виде конденсата с энтальпией $h_{ок} = 380 \text{ кДж/кг}$. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}^T = 0,87$, механический КПД турбины $\eta_m = 0,985$, КПД электрогенератора $\eta_m = 0,988$. Определить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и количество теплоты, отданной тепловому потребителю.

Ответ: $y = 0,287, Q_{тп} = 88,25 \text{ МВт}.$

13.23. На ТЭЦ установлены турбины типа Т (с отбором пара на тепловуюфикацию): $p_1 = 9,0 \text{ МПа}$; $t_1 = 545^\circ\text{C}$, давление в отборе 1,5 МПа, в конденсаторе 3,0 кПа, КПД турбины $\eta_{oi}^T = 1$. Расход пара на турбину 360 т/ч, в отборе 150 т/ч. Рассчитать мощность турбины, количество теплоты,

отпущенной тепловому потребителю за единицу времени, коэффициент использования теплоты и отопительный коэффициент. Представить цикл ПТУ-ТЭЦ в T, s – диаграмме и процесс в турбине в h, s – диаграмме.

Решение.

Принципиальная схема и цикл в T, s – диаграмма на рис. 13.5б. Для определения параметров в реперных точках воспользуемся таблицами [2].

– т.1: используя табл. III находим

$$h_1 = f(p_1, t_1) = 3499,55 \text{ кДж/кг} \text{ и } s_1 = f(p_1, t_1) = 6,8012 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

– т.0: в процессе 1-0 $s_0 = s_1$. По табл. III находим $h_0 = f(p_0, s_0) = 2972,04 \text{ кДж/кг}$;

– т.0': по табл. II находим $h'_0 = f(p_0) = 844,72 \text{ кДж/кг}$ и $s_0 = f(p_0) = 2,3147 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

– т.2: по p_2 : $s'_2 = 0,3543 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $s''_2 = 8,5766 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $h'_2 = 100,99 \text{ кДж/кг}$, $r = 2443,9 \text{ кДж/кг}$. Так как $s'_2 < s_2 = s_1 < s''_2$, то т.2 находится в области влажного пара со степенью сухости

$$x_2 = \frac{s_2 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6,8012 - 0,3543}{8,5766 - 0,3543} = 0,784,$$

тогда $h_2 = h'_2 + x_2 \cdot r = 100,99 + 0,784 \cdot 2443,9 = 2017,01 \text{ кДж/кг}$;

– т.3: процесс в насосе адиабатный $s_3 = s'_2$, тогда по табл. III находим $h_3 = f(p_0, s_3) = 102,65 \text{ кДж/кг}$;

– т.4: из уравнения теплового баланса для точки смешения находим

$$h_4 = \frac{D_0 \cdot h'_0 + D_K \cdot h_3}{D} = \frac{41,67 \cdot 844,72 + 58,33 \cdot 102,65}{100} = 411,87 \text{ кДж/кг}; \text{ где}$$

$$D_K = D - D_0 = 360 - 150 = 210 \text{ т/ч} = 210 \cdot 1000 / 3600 = 58,33 \text{ кг/с},$$

$$D_0 = 150 \text{ т/ч} = 150 \cdot 1000 / 3600 = 41,67 \text{ кг/с}, D = 360 \cdot 1000 / 3600 = 100 \text{ кг/с}.$$

– т.4: используя табл. III, находим $s_4 = f(p_0, h_4) = 1,283 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

– т.5: по $s_5 = s_4$ по табл. III находим $h_5 = f(p_1, s_5) = 419,55 \text{ кДж/кг}$.

Теплота, отданная тепловому потребителю, составляет.

$$Q_T = D_0 \cdot q_T = D_0 \cdot (h_0 - h'_0),$$

$$Q_T = 41,67 \cdot (2971,04 - 844,72) = 88603,75 \text{ кВт} = 88,6 \text{ МВт}.$$

Мощность турбины $N_T = D \cdot (h_1 - h_0) + D_K \cdot (h_0 - h_2)$,

$$N_T = 100 \cdot (3499,55 - 2972,04) + 58,33 \cdot (2972,04 - 2017,01) = 108,46 \text{ МВт}.$$

Мощность насосов $N_H = D_K \cdot (h_3 - h'_2) + D \cdot (h_5 - h_4)$,

$$N_H = 58,33 \cdot (102,65 - 100,99) + 100 \cdot (262,1 - 254,51) = 0,86 \text{ МВт}.$$

Мощность паротурбинной установки:

$$N = N_T - N_H = 108,46 - 0,86 = 107,6 \text{ МВт.}$$

Теплота затраченная в цикле:

$$Q_1 = D \cdot (h_1 - h_5) = 100 \cdot (3499,55 - 419,55) = 308,0 \text{ МВт.}$$

Коэффициент использования теплоты согласно формуле 13.27:

$$K_{\text{ИТ}} = \frac{N+Q_T}{Q_1} = \frac{107,6+88,6}{308} = 0,637.$$

Отопительный коэффициент определяем по формуле 13.26б:

$$K_{\text{от}} = \frac{q_T}{\Delta t} = \frac{h_0 - h_0'}{h_0 - h_2} = \frac{2972,04 - 844,72}{2972,04 - 2017,01} = 2,227.$$

Ответ: $N_T = 108,46 \text{ МВт}$, $Q_T = 88,6 \text{ МВт}$, $k_{\text{от}} = 2,227$, $K_{\text{ИТ}} = 0,637$.

13.24. Рассчитать мощность турбины ТЭЦ с отопительным отбором пара, количество теплоты, отпущенной тепловому потребителю и коэффициент использования теплоты. Дано: $p_1 = 8,0 \text{ МПа}$, $t_1 = 520^\circ\text{C}$, давление пара в отопительном отборе $0,5 \text{ МПа}$; в конденсаторе 5 кПа . Расход пара на турбину 400 т/ч , в отопительном отборе 100 т/ч , КПД турбины и насосов $0,85$. Представить цикл в T, s – диаграмме.

Ответ: $N = 114,56 \text{ МВт}$, $Q_T = 61,18 \text{ МВт}$, $K_{\text{ИТ}} = 0,495$.

13.25. Рассчитать расход пара в отопительный отбор и расход пара, проходящий через конденсатор турбины ТЭЦ с отопительным отбором мощностью 100 МВт и коэффициент использования теплоты. Дано: $p_1 = 11,0 \text{ МПа}$, $t_1 = 530^\circ\text{C}$, давление пара в отопительном отборе $0,6 \text{ МПа}$; температура в конденсаторе 30°C , внутренний относительный КПД турбины $0,84$, насосов $0,83$. Количество теплоты, переданной тепловому потребителю, составляет 120 МВт . Представить цикл в T, s – диаграмме.

Ответ: $D = 110,19 \text{ кг/с}$, $D_0 = 55,74 \text{ кг/с}$, $K_{\text{ИТ}} = 0,655$.

13.26. На ТЭЦ установлена турбина мощностью 150 МВт , работающая на водяном паре при $p_1 = 90 \text{ бар}$, $t_1 = 565^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,05 \text{ бар}$. Турбина имеет два отбора: производственный – при $p_1^0 = 8 \text{ бар}$ в количестве $D_1 = 60 \text{ т/ч}$ и теплофикационный – при $p_2^0 = 1,5 \text{ бар}$ в количестве $D_2 = 80 \text{ т/ч}$. Определить расход пара в голову турбины и отопительный коэффициент цикла. Температура обратного конденсата производственного отбора $t_{\text{ок}} = 40^\circ\text{C}$. Работой насосов и трением пренебречь.

Решение.

Для определения параметров в реперных точках воспользуемся калькулятором [4]:

– т.1: используя табл. III, находим энтальпию и энтропию перед турбиной:

$$h_1 = f(p_1, t_1) = 3548,75 \text{ кДж/кг} \text{ и } s_1 = f(p_1, t_1) = 6,861 \text{ кДж/(кг·К)};$$

– т.1о: в процессе 1-2 энтропия остается постоянной $s_{1о} = s_1$.

Находим температуру и энтальпию производственного отбора

$$t_{1о} = f(p_{1о}, s_{1о}) = 209,^\circ\text{C} \text{ и } h_{1о} = f(p_{1о}, s_{1о}) = 2860 \text{ кДж/кг};$$

– т.1о': $h'_{1о} = f(p_{1о}) = 721 \text{ кДж/кг};$

– т.2о: по $p_{2о}$: $s'_{2о} = 1,4335 \text{ кДж/(кг·К)}$, $h'_{2о} = 467,08 \text{ кДж/кг}$. По давлению $p_{2о}$ и энтропии $s_{2о} = s_1$ определяем степень сухости и энтальпию в теплофикационном отборе

$$x_{2о} = 0,9375, \quad h_{2о} = 2554 \text{ кДж/кг};$$

– т.2: по p_2 определяем $s'_2 = 0,4763 \text{ кДж/(кг·К)}$, $h'_2 = 137,77 \text{ кДж/кг}$.

Степень сухости и энтальпия на выходе из турбины

$$x_2 = 0,8064, \quad h_2 = 2092 \text{ кДж/кг};$$

– т.ок: Энтальпия обратного конденсата находится по давлению в производственном отборе и заданной температуре

$$h_{ок} = f(p_{1о}, t_{ок}) = 168,2 \text{ кДж/кг} \text{ и } s_{ок} = f(p_{1о}, t_{ок}) = 0,5721 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Мощность турбины рассчитывается по формуле:

$$N = D \cdot (h_1 - h_2) - D_1 \cdot (h_{1о} - h_2) - D_2 \cdot (h_{2о} - h_2), \text{ откуда}$$

$$D = \frac{N + D_1 \cdot (h_{1о} - h_2) + D_2 \cdot (h_{2о} - h_2)}{h_1 - h_2};$$

$$D = \frac{150000 + \frac{60000}{3600} \cdot (2860 - 2092) + \frac{80000}{3600} \cdot (2554 - 2092)}{3548,75 - 2092} = 115,74 \text{ кг/с}.$$

Расход пара, проходящего через конденсатор:

$$D_K = D - D_1 - D_2 = 115,74 - 16,67 - 22,22 = 76,85 \text{ кг/с}.$$

– т. пв: параметры питательной воды находятся из уравнения теплового баланса для смесителя, куда приходят: кипящая вода после конденсатора, конденсаты производственного и теплофикационного отборов:

$$D \cdot h_{пв} = D_1 \cdot h_{1о} + D_2 \cdot h_{2о} + D_K \cdot h'_2$$

$$h_{пв} = \frac{D_1 \cdot h_{1о} + D_2 \cdot h'_{2о} + D_K \cdot h'_2}{D} =$$

$$= \frac{16,67 \cdot 168,2 + 22,22 \cdot 467,08 + 76,85 \cdot 137,77}{115,74} = 205,37 \text{ кДж/кг}.$$

Отопительный коэффициент цикла рассчитывается по формуле

$$K_{\text{от}} = \frac{q_{\text{T}}}{\Delta t} = \frac{D_1 \cdot (h_{10} - h_{0\text{К}}) + D_2 \cdot (h_{20} - h'_{20})}{D \cdot (h_1 - h_2) - [D \cdot (h_1 - h_2) - D_1 \cdot (h_{10} - h_2) - D_2 \cdot (h_{20} - h_2)]},$$

$$K_{\text{от}} = \frac{D_1 \cdot (h_{10} - h_{0\text{К}}) + D_2 \cdot (h_{20} - h'_{20})}{D_1 \cdot (h_{10} - h_2) + D_2 \cdot (h_{20} - h_2)},$$

$$K_{\text{от}} = \frac{16,67 \cdot (2860 - 168,2) + 22,22 \cdot (2554 - 467,08)}{16,67 \cdot (2860 - 2092) + 22,22 \cdot (2554 - 2092)} = 3,96.$$

Ответ: $m = 115,74$ кг/с, $K_{\text{от}} = 3,96$.

13.27. Рассчитать внутренний КПД цикла ПТУ на насыщенном паре с одним промежуточным сепаратором пара. Дано: $p_1 = 7$ МПа; давление в сепараторе 1 МПа, в конденсаторе 4 кПа; $\eta^{\text{чвд}}_{\text{oi}} = 0,83$; $\eta^{\text{чнд}}_{\text{oi}} = 0,80$, $\eta^{\text{h}}_{\text{oi}} = 0,85$. Определить паропроизводительность парогенератора, мощности ЧВД и ЧНД, если общая мощность турбин 400 МВт. Определить (и сравнить) КПД цикла Ренкина ($\eta^{\text{r}}_{\text{oi}} = 0,83$) и максимальную сухость пара в турбине для цикла без сепарации пара. Представить цикл ПТУ в T, s -диаграмме и процессы в турбинах в h, s -диаграмме.

Решение.

Принципиальная схема и T, s -диаграмма цикла с одним сепаратором влаги представлена на рис. 13.6а.

Для расчета точек цикла используем справочник [2]:

– т.1: находится на правой пограничной кривой, по p_1 по табл. II:

$$t_1 = f(p_1) = 285,83^\circ\text{C}, h_1 = f(p_1) = h'_1 = 2772,6 \text{ кДж/кг},$$

$$s_1 = f(t_1) = s'_1 = 5,8146 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

– т.2': находится на левой пограничной кривой

$$h'_2 = f(p_2) = 762,7 \text{ кДж/кг}, s'_2 = f(p_2) = 2,1384 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

– т.2: находится в области влажного пара. Следовательно, для определения параметров необходимо найти степень сухости:

$$x_2 = \frac{s_1 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{5,8146 - 2,1384}{6,5850 - 2,1384} = 0,827;$$

$$h_2 = h'_2 + r \cdot x_2 = 762,7 + 2014,4 \cdot 0,827 = 2428,13 \text{ кДж/кг};$$

– т.2д: по формуле (13.26) находим действительную энтальпию на выходе из ЧВД:

$$h_{2\text{д}} = 2772,6 - (2772,6 - 2428,13) \cdot 0,83 = 2486,69 \text{ кДж/кг},$$

действительная степень сухости

$$x_{2\text{д}} = \frac{2486,69 - 762,7}{2014,4} = 0,856.$$

– т.3: по табл. 2 находим

$$h_3 = f(p_3) = h_3'' = 2777,1 \text{ кДж/кг}$$

и

$$s_3 = f(p_3) = s_3'' = 6,585 \text{ кДж/(кгК)};$$

– т.4: находится в области влажного пара при степени сухости:

$$x_4 = \frac{6,585 - 0,4224}{8,4735 - 0,4224} = 0,765,$$

тогда $h_4 = h_4' + r \cdot x_4 = 121,4 + 2432,3 \cdot 0,765 = 1982,11 \text{ кДж/кг}$;

– т.4д: по формуле (13.8) находим действительную энтальпию на выходе из ЧВД

$$h_{4д} = 2777,1 - (2777,1 - 1982,11) \cdot 0,8 = 2141,11 \text{ кДж/кг},$$

действительная степень сухости

$$x_{4д} = \frac{2141,11 - 121,4}{2432,3} = 0,83.$$

– т.5: находится на левой пограничной кривой, по табл. II находим

$$h_5 = f(p_5) = h_5' = 121,4 \text{ кДж/кг} \text{ и } s_5 = f(p_5) = s_5' = 0,4224 \text{ кДж/(кгК)}$$

– т.6: в насосе осуществляется адиабатный процесс $s_6 = s_5$, по табл.

III при $p_6 = p_2$ находим

$$t_6 = f(p_6, s_6) = 28,99 \text{ °C} \text{ и } h_6 = f(p_6, s_6) = 122,48 \text{ кДж/кг};$$

– т.6д: по формуле (13.4)

$$h_{6д} = 121,4 + \frac{(122,48 - 121,4)}{0,85} = 122,67 \text{ кДж/кг};$$

– т.7: энтальпия h_7 определяется из уравнения теплового баланса для (сепаратора) смесителя. В сепараторе происходит разделение фаз – сухой насыщенный пар в количестве $x_{2д}$ направляется в ЧНД, а конденсат в количестве $(1 - x_{2д})$ направляется в смеситель, где соединяется с питательной водой после насоса, входящей в смеситель в количестве $x_{2д}$ и на выходе из смесителя уже количество воды составит 1.

$$(1 - x_{2д}) \cdot h_2' + x_{2д} \cdot h_{6д} = h_7,$$

$$h_7 = (1 - 0,856) \cdot 762,7 + 0,856 \cdot 122,67 = 214,84 \text{ кДж/кг}.$$

По таблице III при $p_7 = p_2$ находим $t_7 = f(p_7, h_7) = 51,11 \text{ °C}$ и $s_7 = f(p_7, h_7) = 0,717 \text{ кДж/(кгК)}$;

– т.8: процесс в насосе $s_8 = s_7$, по табл. III при $p_8 = p_1$ находим

$$t_8 = f(p_8, s_8) = 51,29 \text{ °C} \text{ и } h_8 = f(p_8, s_8) = 220,77 \text{ кДж/кг};$$

– т.8д: по формуле (13.4)

$$h_{8д} = 214,84 + \frac{(220,77 - 214,84)}{0,85} = 221,82 \text{ Дж/кг.}$$

По формуле (13.5) определим работу ЧВД и ЧНД, насоса:

$$l_{чвд} = h_1 - h_{2д} = 2772,6 - 2486,69 = 285,91 \text{ кДж/кг,}$$

$$l_{чнд} = (h_3 - h_{4д}) \cdot x_{2д} = (2777,1 - 2141,11) \cdot 0,856 = 544,41 \text{ кДж/кг,}$$

$$l_n = x_{2д} \cdot (h_{6д} - h_5) + (h_{8д} - h_7) = (122,67 - 121,4) \cdot 0,856 + (221,82 - 214,84) = 8,25 \text{ кДж/кг.}$$

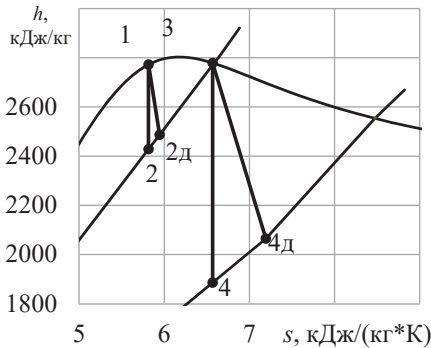


Рис. 13.9. h, s -диаграмма процессов в турбине

Мощность турбины в соответствии с формулой (13.10)

$N = D \cdot (l_{чвд} + l_{чнд})$, отсюда расход пара в голову турбины равен

$$D = N / (l_{чвд} + l_{чнд}) = 400000 / (285,91 + 544,41) = 482,24 \text{ кг/с,}$$

тогда мощность ЧВД и ЧНД равны соответственно

$$N_{чвд} = 285,91 \cdot 482,24 = 137,88 \text{ МВт, } N_{чнд} = 544,41 \cdot 482,24 = 262,54 \text{ МВт.}$$

Теплота, подведенная в цикле

$$q_1 = h_1 - h_{8д} = 2772,6 - 221,82 = 2550,78 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренний КПД цикла с одним сепаратором, определяется по формуле (13.27):

$$\eta_i = \frac{l_{чвд}^d + l_{чнд}^d - \Sigma l_n^d}{q_1^d} = \frac{285,91 + 544,41 - 8,25}{2550,78} = \frac{830,32 - 8,25}{2550,78} = 0,3223.$$

В случае осуществления цикла без сепаратора влаги, т.е. простого цикла Ренкина (рис. 13.1а), степень сухости на выходе из турбины будет равна

$$x_4^{б/c} = \frac{5,8146 - 0,4224}{8,4735 - 0,4224} = 0,67,$$

тогда $h_4^{6/c} = h_4' + r \cdot x_4^{\frac{6}{c}} = 121,4 + 2432,3 \cdot 0,67 = 1751,04$ кДж/кг.
действительную энтальпию на выходе из турбины:

$$h_{4д}^{6/c} = 2772,6 - (2772,6 - 1751,04) \cdot 0,83 = 1924,71 \text{ кДж/кг,}$$

действительная степень сухости:

$$x_{4д}^{6/c} = \frac{1924,71 - 121,4}{2432,3} = 0,741.$$

В случае применения цикла без сепаратора в схеме будет установлен 1 насос. Энтальпия на выходе из насоса $t_6 = f(p_6 = p_1, s_6 = s_5) = 29,1^\circ\text{C}$ и $h_6 = f(p_6 = p_1, s_6 = s_5) = 128,36$ кДж/кг.

Действительная энтальпия на выходе из насоса:

$$h_{6д} = 121,4 + \frac{(128,36 - 121,4)}{0,85} = 129,59 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Внутренний КПД цикла без сепаратора, определяется по формуле (13.2):

$$\eta_i^{6/c} = \frac{l_d - \sum t_n^d}{q_1^d} = \frac{(2772,6 - 1924,71) - (129,59 - 121,4)}{2772,6 - 129,59} = \frac{847,89 - 8,19}{2643,01} = 0,3177.$$

Увеличение КПД цикла при введении сепарации составит:

$$\Delta\eta_i = (\eta_i - \eta_i^{6/c}) = 32,23 - 31,77 = 0,46 \text{ \%}$$

Относительное увеличение степени сухости пара при введении сепарации составит:

$$\delta x_4 = (x_{4д} - x_{4д}^{6/c}) / x_{4д}^{6/c} = (0,83 - 0,741) / 0,741 = 0,1206 = 12,0 \text{ \%}$$

Ответ: $\eta_i = 0,3223$, $D = 482,24$ кг/с, $N_{чвд} = 137,88$ МВт, $N_{чнд} = 262,54$ МВт, $\eta_i^{6/c} = 0,3177$, $\Delta\eta_i = 0,5 \text{ \%}$, $x_{4д}^{6/c} = 0,741$, $\delta x_4 = 12,0 \text{ \%}$.

13.28. Рассчитать внутренний КПД цикла ПТУ на насыщенном паре с одним промежуточным сепаратором пара. Дано: $p_1 = 6,0$ МПа, давление в сепараторе 0,6 МПа, в конденсаторе 3,4 кПа; $\eta^{чвд}_{oi} = 0,85$; $\eta^{чнд}_{oi} = 0,81$; $\eta^{u}_{oi} = 0,83$. Определить мощности ЧВД и ЧНД, если $D_{гвл} = 800$ т/ч. Определить (и сравнить) КПД цикла Ренкина ($\eta^{oi} = 0,85$) и максимальную влажность пара в турбине для цикла без сепарации пара. Представить цикл ПТУ в T, s - диаграмме и процессы в турбинах в h, s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i = 0,327$, $N_{чвд} = 76,3$ МВт, $N_{чнд} = 112,8$ МВт, $\eta_i^{6/c} = 0,326$, $y_{4д}^{6/c} = 0,263$.

13.29. Определить изменение конечной влажности водяного пара и термического КПД паротурбинного цикла АЭС с ВВЭР за счет промежуточного пароперегревателя пара после одноступенчатого сепаратора влаги. На вход в паровую турбину и в промежуточный пароперегреватель поступает сухой насыщенный пар с давлением $p_1 = 4,3$ МПа, давление с сепараторе $p_2 = p_4 = 0,3$ МПа, доля воды из сепаратора α_c максимально возможная, температура перегрева пара t_4 на 10°C ниже $t_s(p_1)$, давление в конденсаторе паровой турбины $p_5 = 5$ кПа. Трением в турбине и насосах пренебречь.

Решение.

Схема и цикл установки с СПП представлены на рис.13.66. Для расчета точек цикла используем табл. [2]:

– т.1: находится на правой пограничной кривой, по p_1 по табл. II: $t_1 = f(p_1) = 254,68^\circ\text{C}$, $h_1 = f(p_1) = h_1' = 2799,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $s_1 = f(t_1) = s_1'' = 6,0393 \text{ кДж}/(\text{кгК})$;

– т.1': $h_1' = f(p_1) = 1108,6 \text{ кДж}/\text{кг}$;

– т.2: находится в области влажного пара. Следовательно, для определения параметров необходимо найти степень сухости:

$$x_2 = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'} = \frac{6,0393 - 1,6718}{6,9916 - 1,6718} = 0,821,$$

$$h_2 = h_2' + r \cdot x_2 = 561,5 + 2163,4 \cdot 0,821 = 2337,63 \text{ кДж}/\text{кг};$$

– т.3: по табл. 2 находим:

$$h_3 = f(p_3) = h_3'' = 2724,9 \text{ кДж}/\text{кг}$$

и

$$s_3 = f(p_3) = s_3'' = 6,9916 \text{ кДж}/(\text{кгК});$$

– т.4: по условию задачи температура перегрева пара t_4 на 10°C ниже $t_s(p_1)$:

$$t_4 = 254,66 - 10 = 244,66^\circ\text{C}; p_4 = 3 \text{ бар}, \text{ следовательно, по табл. III, } h_4 = f(p_4, t_4) = 2956,5 \text{ кДж}/\text{кг} \text{ и } s_4 = f(p_4, t_4) = 7,4963 \text{ кДж}/(\text{кгК}).$$

– т.5: находится в области влажного пара при степени сухости:

$$x_5 = \frac{s_5 - s_5'}{s_5'' - s_5'} = \frac{7,4963 - 0,4763}{8,3939 - 0,4763} = 0,887,$$

тогда $h_5 = h_5' + r \cdot x_5 = 137,77 + 2423,0 \cdot 0,887 = 2286,05 \text{ кДж}/\text{кг}$;

– т.6: находится на левой пограничной кривой, по табл. II находим

$$h_6 = f(p_5) = h_6' = 137,77 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ и } s_6 = f(p_6) = s_6' = 0,4763 \text{ кДж}/(\text{кгК});$$

– т.7: в насосе осуществляется адиабатный процесс $s_7 = s_6$, по табл. III при $p_7 = p_2$ находим

$$t_7 = f(p_7, s_7) = 32,89^\circ\text{C} \text{ и } h_7 = f(p_7, s_7) = 138,1 \text{ кДж/кг};$$

– т.8: для нахождения параметров состояния в этой точке необходимо составить и решить уравнения теплового баланса для пароперегревателя и для коллектора-смесителя.

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя:

$$\begin{aligned} (h_4 - h_3) \cdot x_2 &= (h_1 - h'_1) \cdot \text{апп} \rightarrow \text{апп} = \frac{(h_4 - h_3) \cdot x_2}{(h_1 - h'_1)} = \\ &= \frac{(2956,5 - 2724,9) \cdot 0,821}{2799,3 - 1108,6} = 0,112. \end{aligned}$$

Уравнение теплового баланса для коллектора, в котором происходит смешение потоков:

$$\begin{aligned} (1 - x_2) \cdot h'_2 + \text{апп} \cdot h'_1 + x_2 \cdot h_7 &= (1 + \text{апп}) \cdot h_8, \\ h_8 &= \frac{(1 - x_2) \cdot h'_2 + \text{апп} \cdot h'_1 + x_2 \cdot h_7}{(1 + \text{апп})}, \\ h_8 &= \frac{(1 - 0,821) \cdot 561,5 + 0,112 \cdot 1108,6 + 0,821 \cdot 138,1}{(1 + 0,112)} = 304,00 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

По таблице III при $p_8 = p_2$ находим

$$t_8 = f(p_8, h_8) = 72,57^\circ\text{C} \text{ и } s_8 = f(p_8, h_8) = 0,9861 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

– т.пв: в насосе осуществляется обратимый адиабатный процесс $s_{\text{пв}} = s_8$, по табл. III при $p_{\text{пв}} = p_1$ находим $t_{\text{пв}} = f(p_{\text{пв}}, s_{\text{пв}}) = 72,77^\circ\text{C}$ и $h_{\text{пв}} = f(p_{\text{пв}}, s_{\text{пв}}) = 308,1 \text{ кДж/кг}$.

Термический КПД цикла АЭС с СПП рассчитывается по формуле (13.28):

$$\begin{aligned} \eta_t^{\text{СПП}} &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_4 - h_5) \cdot x_2 - (h_7 - h_6) \cdot x_2 - (h_{\text{пв}} - h_8)}{(h_1 - h_{\text{пв}})(1 + \text{апп})} = \\ &= \frac{(2799,3 - 2337,63) + (2956,5 - 2286,05) \cdot 0,821 - (138,1 - 137,77) \cdot 0,821 - (308,1 - 304,0)}{(2799,3 - 308,1)(1 + 0,112)} = \\ &= \frac{1012,11 - 4,37}{2770,21} = 0,3638. \end{aligned}$$

Принципиальная схема и цикл без пароперегревателя с одним сепаратором влаги представлены на рис. 13.5а. По сравнению с выше рассчитанным циклом изменятся параметры точек 5, 8 и пв и не будет точки 4. Для отличия от ранее рассчитанных точек обозначим их с индексом С (сепаратор).

– т.5с: процесс расширения в ЧНД турбины $s_{3\text{с}} = s_{5\text{с}}$, тогда степень сухости в конце процесса составит

$$x_{5\text{с}} = \frac{s_{5\text{с}} - s'_{5\text{с}}}{s''_{5\text{с}} - s'_{5\text{с}}} = \frac{6,9916 - 0,4763}{8,3939 - 0,4763} = 0,823.$$

Следовательно,

$$h_{5c} = h'_5 + r \cdot x_{5c} = 137,77 + 2423,0 \cdot 0,823 = 2131,60 \text{ кДж/кг};$$

– т.8с: уравнение теплового баланса для смесителя

$$\begin{aligned} h_{8c} &= (1 - x_2) \cdot h'_2 + x_2 \cdot h_6 = (1 - 0,821) \cdot 561,5 + 0,821 \cdot 137,77 = \\ &= 213,06 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

По табл. III при $p_8 = p_2$ находим $t_{8c} = f(p_8, h_{8c}) = 50,83 \text{ }^\circ\text{C}$ и $s_{8c} = f(p_8, h_{8c}) = 0,7144 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

– т.пвс: по табл. III при $p_{пвс} = p_1$ и $s_{пвс} = s_{8c}$ находим $t_{пвс} = f(p_{пвс}, s_{пвс}) = 50,98 \text{ }^\circ\text{C}$ и $h_{пвс} = f(p_{пвс}, s_{пвс}) = 217,1 \text{ кДж/кг}$.

Термический КПД цикла АЭС с Сепаратором рассчитывается по формуле (13.26):

$$\begin{aligned} \eta_t^c &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_{5c}) \cdot x_2 - (h_7 - h_6) \cdot x_2 - (h_{пвс}^c - h_{8c})}{h_1 - h_{пвс}^c} \\ &= \frac{(2799,3 - 2337,63) + (2724,9 - 2131,6) \cdot 0,821 - (138,1 - 137,77) \cdot 0,821 - (217,1 - 213,06)}{2799,3 - 217,1} = \\ &= \frac{948,77 - 4,29}{2582,2} = 0,366. \end{aligned}$$

Изменение термического КПД паротурбинного цикла АЭС с ВВЭР за счет промперегрева пара после одноступенчатого сепаратора влаги составляет

$$\Delta \eta_t = (\eta_t^c - \eta_t^{\text{снм}}) = 36,6 - 36,38 = 0,28 \%,$$

а относительное изменение конечной влажности водяного пара возрастет на

$$\delta x_5 = (x_{5д} - x_{5д}^{6/c}) / x_{5д}^{6/c} = (0,887 - 0,823) / 0,823 = 0,077 = 7,7 \%.$$

Ответ: $\delta x_5 = 7,7\%$, $\Delta \eta_t = 0,28 \%$.

13.30. Найти термический КПД цикла ПТУ на насыщенном паре с двумя промежуточными сепараторами пара. Дано: давление на входе в турбину $p_1 = 4,3 \text{ МПа}$, давление в сепараторах $0,3 \text{ МПа}$ и $0,12 \text{ МПа}$; в конденсаторе 5 кПа . Определить также влажность пара за каждой из турбин и мощность каждой турбины, если паропроизводительность парогенератора $D = 360 \text{ т/ч}$, $\eta_{oi}^t = 1$. Работой насосов пренебречь. Рассчитать термический КПД цикла Ренкина, мощность турбины и максимальную влажность пара в турбине для схемы без сепараторов. Представить цикл ПТУ в T, s -диаграмме и процессы в турбинах в h, s -диаграмме.

Решение.

На рисунке 13.10 представлена схема и цикл ПТУ на насыщенном паре с двумя промежуточными сепараторами пара.

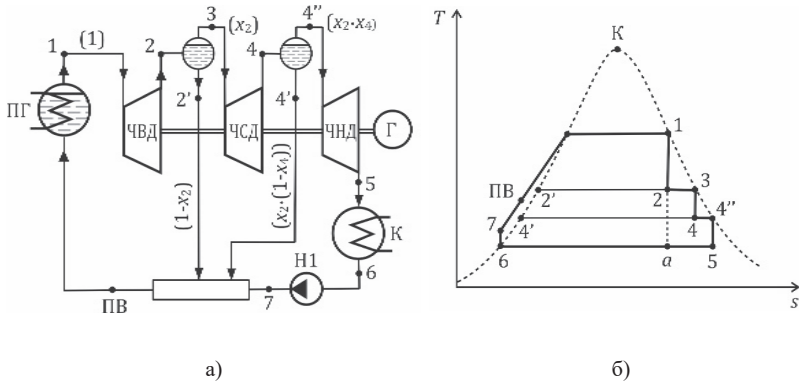


Рис. 13.10. Схема а) и цикл б) ПТУ на насыщенном паре с двумя промежуточными сепараторами пара

Для нахождения состояний в характерных точках воспользуемся таблицей [2]. Нахождение точек 1, 2, 2', 3, 6 подробно описано в задаче 13.29:

$$h_1 = 2799,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, s_1 = 6,0393 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг}\cdot\text{К})},$$

$$h'_1 = 1108,6 \text{ кДж/кг}, x_2 = 0,821;$$

$$h_2 = 2337,63 \text{ кДж/кг}, h'_2 = 561,5 \text{ кДж/кг}, h_3 = 2724,9 \text{ кДж/кг},$$

$$s_3 = 6,9916 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), h_6 = 137,77 \text{ кДж/кг}, s_6 = 0,4763 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

– т.4: по заданному давлению $p_4 = 0,12 \text{ МПа}$ по табл. II определяем

$$t_4 = 104,78 \text{ }^\circ\text{C} \text{ и } x_4 = \frac{s_3 - s'_4}{s''_4 - s'_4} = \frac{6,9916 - 1,3608}{7,2976 - 1,3608} = 0,948;$$

тогда
$$h_4 = 439,3 + 0,948 \cdot 2243,8 = 2567,41 \text{ кДж/кг}.$$

– т. 4' и 4'': находятся на пограничных кривых, по табл. II определяем

$$h'_4 = f(p_4) = 439,3 \text{ кДж/кг}, h''_4 = f(p_4) = 2683,1 \text{ кДж/кг}$$

и

$$s''_4 = f(p_4) = 7,2976 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

– т.5: процесс 4–5 изэнтропный $s_5 = s''_4$, по табл. II определяем свойства на кривых насыщения при давлении $p_5 = 5 \text{ кПа}$ и находим степень сухости:

$$x_5 = \frac{7,2976 - 0,4763}{8,3636 - 0,4763} = 0,862, \text{ следовательно}$$

$$h_5 = 137,77 + 0,862 \cdot 2423,0 = 2225,3 \text{ кДж/кг.}$$

Уравнение теплового баланса коллектора – смесителя:

$$h_{\text{пв}} = (1 - x_2) \cdot h'_2 + (1 - x_4) \cdot x_2 \cdot h'_4 + x_2 \cdot x_4 \cdot h_7$$

По условию задачи – работой насосов пренебречь, примем $h_7 = h_6$.

$$h_{\text{пв}} = (1 - 0,821) \cdot 561,5 + (1 - 0,948) \cdot 0,821 \cdot 439,3 + \\ + 0,821 \cdot 0,948 \cdot 137,77 = 226,5 \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД цикла с двумя сепараторами пара:

$$\eta_t^{2c} = \frac{l_{\text{чвд}} + l_{\text{чсд}} + l_{\text{чнд}} - \sum l_{\text{н}}}{q_1},$$

$$\eta_t^{2c} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \cdot x_2 + (h_4'' - h_5) \cdot x_2 \cdot x_4}{(h_1 - h_{\text{пв}})},$$

$$l_{\text{чвд}} = 2799,3 - 2337,63 = 461,67 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{чсд}} = (2724,9 - 2567,41) \cdot 0,821 = 129,30 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{чнд}} = (2683,1 - 2225,3) \cdot 0,821 \cdot 0,948 = 356,31 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{н1}} = 0 \text{ кДж/кг},$$

$$\eta_t^{2c} = \frac{461,67 + 129,3 + 356,31}{(2799,3 - 226,5)} = \frac{947,28}{2572,8} = 0,3682.$$

Мощность турбины определяется по формуле (13.10):

$$N_{\text{чвд}} = D \cdot l_{\text{чвд}} = 100 \cdot 461,67 = 46,17 \text{ МВт},$$

$$N_{\text{чсд}} = D \cdot l_{\text{чсд}} = 100 \cdot 129,30 = 12,30 \text{ МВт},$$

$$N_{\text{чнд}} = D \cdot l_{\text{чнд}} = 100 \cdot 356,31 = 35,63 \text{ МВт},$$

$$N = N_{\text{чвд}} + N_{\text{чсд}} + N_{\text{чнд}} = 46,17 + 12,30 + 35,63 = 94,1 \text{ МВт}.$$

В случае расширения пара в турбине от давления p_1 до давления p_5 без использования сепараторов влаги, параметры на выходе из турбины будут соответствовать параметрам точки а (рис.13.10б).

– т.а: $s_a = s_1$, находится в состоянии влажного пара

$$x_a = \frac{6,0393 - 0,4763}{8,3636 - 0,4763} = 0,703,$$

следовательно, $h_a = 137,77 + 0,703 \cdot 2423,0 = 1840,18$ кДж/кг.

Термический КПД цикла определяется по формуле (13.1):

$$\eta_t^{6/c} = \frac{(h_1 - h_a) - l_{II}}{h_1 - h_7} = \frac{(2799,3 - 1840,18)}{2799,3 - 137,77} = 0,3604.$$

Мощность турбины $N^{6/c} = D \cdot l = 100 \cdot 959,12 = 95,91$ МВт

Выигрыш от применения двойной сепарации:

$$\text{в КПД } \Delta\eta_t = 36,82 - 36,04 = 0,78 \%,$$

$$\text{во влажности } \delta x_5 = \frac{0,862 - 0,703}{0,703} = 22,6\%.$$

Ответ: $\eta_t^{2c} = 0,3682$, $x_2 = 0,821$, $x_4 = 0,948$, $x_5 = 0,862$,
 $N_{чвд} = 46,17$ МВт, $N_{чсд} = 12,30$ МВт, $N_{чнд} = 35,63$ МВт,
 $\eta_t^{6/c} = 0,3604$, $N^{6/c} = 95,91$ МВт, $\Delta\eta_t = 0,78\%$, $\delta x_5 = 22,6\%$.

14. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Основные формулы

Парогазовые установки (ПГУ) представляют собой комбинацию паротурбинной и газотурбинной установок, а термодинамический цикл ПГУ – это комбинированный цикл, состоящий из цикла паротурбинной установки (ПТУ) – цикла Ренкина (см. гл. 13) и цикла газотурбинной установки (ГТУ), называемого также циклом Брайтона (см. гл.12). Наибольшее распространение получили ПГУ с котлом-утилизатором (К-У), называемые также утилизационными ПГУ. Принципиальная схема одноконтурной ПГУ представлена на рис. 14.1, а термодинамический цикл, называемый также комбинированным или бинарным, – на рис.14.2.

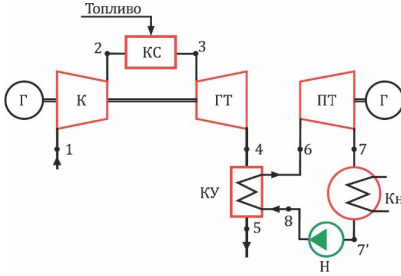


Рис. 14.1. Принципиальная схема ПГУ

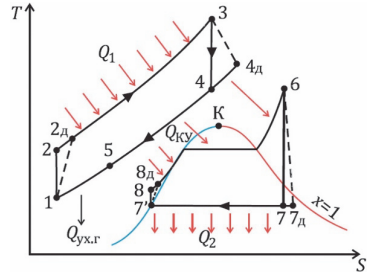


Рис. 14.2. Термодинамический цикл одноконтурной ПГУ

Мощность ПГУ:

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} = D_r (I_{\text{ГТ}}^{\text{н}} - I_{\text{К}}^{\text{н}}) + D_{\text{п}} (I_{\text{ПТ}}^{\text{н}} - I_{\text{Н}}^{\text{н}}) =$$

$$= D_r [(h_3 - h_4) \eta_{\text{oi}}^{\text{ГТ}} - (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}] + D_{\text{п}} [(h_6 - h_7) \eta_{\text{oi}}^{\text{ПТ}} - (h_8 - h_7') / \eta_{\text{oi}}^{\text{Н}}], \quad (14.1)$$

где D_r и $D_{\text{п}}$ – массовые расходы газа и пара; l – удельные работы и η_{oi} – внутренние относительные КПД элементов ПГУ.

Теплота Q_1 , подведенная к циклу (в процессе 2д-3) за единицу времени:

$$Q_1 = Q_{1\text{ГТУ}} = D_r (h_3 - h_{2\text{д}}). \quad (14.2)$$

Внутренний КПД цикла ПГУ:

$$\eta_i = N_{\text{ПГУ}} / Q_1 =$$

$$= \frac{[(h_3 - h_4) \eta_{\text{oi}}^{\text{ГТ}} - (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{К}}] + m_{\text{п}} [(h_6 - h_7) \eta_{\text{oi}}^{\text{ПТ}} - (h_8 - h_7') / \eta_{\text{oi}}^{\text{Н}}]}{h_3 - h_{2\text{д}}}, \quad (14.3)$$

где $m_{\text{п}} = D_{\text{п}} / D_r$ – относительный расход пара, также называемый кратностью циркуляции бинарного цикла.

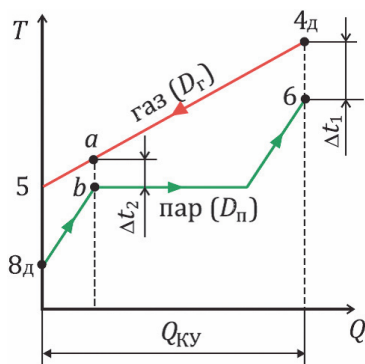


Рис. 14.3. Процессы газа и пара в котле-утилизаторе ПГУ

Уравнение теплового баланса для К-У ПГУ:

$$D_{\Gamma}(h_{4д} - h_5) = D_{\Pi}(h_6 - h_{8д}) \quad (14.4)$$

позволяет установить взаимосвязь между энтальпиями и массовыми расходами газа и пара:

$$m_{\Pi} = \frac{D_{\Pi}}{D_{\Gamma}} = \frac{h_{4д} - h_5}{h_6 - h_{8д}}. \quad (14.5)$$

Уравнение теплового баланса может быть записано и для других участков котла-утилизатора, например для участка, в котором парообразование и перегрев пара в процессе $b-6$ осуществляется за счет охлаждения газа в процессе $4д-a$:

$$D_{\Gamma}(h_{4д} - h_a) = D_{\Pi}(h_6 - h_b), \quad (14.6)$$

откуда

$$m_{\Pi} = \frac{D_{\Pi}}{D_{\Gamma}} = \frac{h_{4д} - h_a}{h_6 - h_b}. \quad (14.7)$$

По всему тракту котла-утилизатора температура газа должна быть выше температуры воды и водяного пара (см. рис. 14.3), в том числе, в наиболее «узких» местах: на горячем конце К-У:

$$\Delta t_1 = T_{4д} - T_6 > 0 \quad (14.8)$$

и в конце экономайзерного участка

$$\Delta t_2 = T_a - T_b > 0. \quad (14.9)$$

Используя КПД основных элементов ПГУ ($\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / Q_{ГТУ}$, $\eta_{ПГУ} = N_{ПГУ} / Q_{ПГУ}$, $\eta_{КУ} = Q_{КУ} / Q_{2ГТУ}$), можно получить соотношение

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ}) \eta_{КУ} \eta_{ПГУ}. \quad (14.10)$$

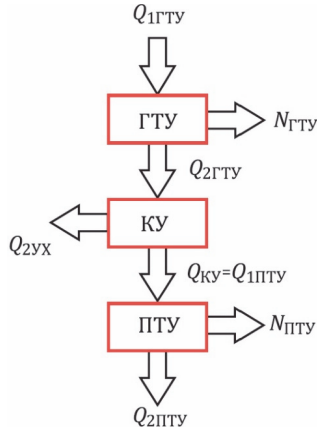


Рис. 14.4. Блок-схема потоков энергии ПГУ

Задачи

14.1. В ПГУ с котлом-утилизатором параметры воздуха на входе в компрессор ГТУ $p_1 = 100$ кПа, $t_1 = 20^\circ\text{C}$; давление воздуха за компрессором 800 кПа, температура газа перед газовой турбиной 900°C , расход газа $D_r = 200$ кг/с.

Начальные параметры пара $t_6 = 450^\circ\text{C}$, $p_6 = 5,0$ МПа; давление пара в конденсаторе 4,0 кПа. Внутренние относительные КПД компрессора, газовой турбины, паровой турбины и насоса равны, соответственно, 0,84, 0,82, 0,85 и 0,71. Минимальная разность температур между газом и кипящей водой $\Delta t_2 = 10^\circ\text{C}$. Определить расход пара, мощности и КПД газотурбинной, паротурбинной и парогазовой установок.

Решение.

Для определения термодинамических свойств воздуха и газа в характерных точках цикла можно использовать специальный «Калькулятор свойств газов» [4] или одну из Таблиц [2, 3, 5].

Сначала определяются энтальпии в характерных точках обратимого цикла ГТУ 1-2-3-4 (рис. 14.2). Если используется специальный «Калькулятор свойств газов» [4], то

– по $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ($T_1 = 293,15\text{K}$) и $p_1 = 100$ кПа определяется для воздуха $h_1 = 293,59$ кДж/кг и $s_1 = 6,8477$ кДж/(кг·К);

– по $p_2 = 800$ кПа и $s_2 = s_1 = 6,8477$ кДж/(кг·К) находится $h_2 = 532,14$ кДж/кг;

– по $t_3 = 900^\circ\text{C}$ ($T_3 = 1173,15\text{K}$) и $p_3 = p_2 = 800$ кПа определяется $h_3 = 1246,71$ кДж/кг и $s_3 = 7,7247$ кДж/(кг·К);

– по $p_4 = p_1 = 100$ кПа и $s_4 = s_3 = 7,7247$ кДж/(кг·К) определяется $T_4 = 688,77$ К и $h_4 = 701,64$ кДж/кг.

Если используются Таблицы, например, [2] или [5], то

– по температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ для воздуха определяются удельная энтальпия $h_1 = 293,59$ кДж/кг и энтропия $s_1^0 = 6,8477$ кДж/(кг·К),

– рассчитывается $s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln(p_2 / p_1) = 6,8477 + (8,3145/28,97) \cdot \ln(800 / 100) = 7,4445$ кДж/(кг·К) и по $s_2^0 = 7,4445$ кДж/(кг·К) для воздуха определяется удельная энтальпия $h_2 = 532,14$ кДж/кг;

– по температуре $t_3 = 900^\circ\text{C}$ для воздуха определяются удельная энтальпия $h_3 = 1246,71$ кДж/кг и удельная энтропия $s_3^0 = 8,3216$ кДж/(кг·К),

– рассчитывается $s_4^0 = s_3^0 - R \cdot \ln(p_2/p_1) = 8,3216 + (8,3145/28,97) \cdot \ln(800/100) = 7,7248$ кДж/(кг·К) и по $s_4^0 = 7,7248$ кДж/(кг·К) для воздуха определяется удельная энтальпия $h_4 = 701,64$ кДж/кг.

Удельные работы и мощности газовой турбины, компрессора и ГТУ рассчитываются, используя (12.9–12.11, 14.1):

$$l_{\text{ГТ}}^{\text{A}} = h_3 - h_{4\text{д}} = (h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^{\text{ГТ}} = (1246,7 - 701,6) \cdot 0,82 = 447,0 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{К}}^{\text{A}} = h_{2\text{д}} - h_1 = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^{\text{К}} = (532,1 - 293,59) / 0,84 = 284,0 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{ГТУ}}^{\text{A}} = l_{\text{ГТ}}^{\text{A}} - l_{\text{К}}^{\text{A}} = 163,0 \text{ кДж/кг},$$

$$N_{\text{ГТ}} = D_{\text{Г}} \cdot l_{\text{ГТ}}^{\text{A}} = 200 \cdot 447,0 = 89400 \text{ кВт} = 89,4 \text{ МВт},$$

$$N_{\text{К}} = D_{\text{Г}} \cdot l_{\text{К}}^{\text{A}} = 200 \cdot 284,0 = 56800 \text{ кВт} = 56,8 \text{ МВт},$$

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}} = 89,4 - 56,8 = 32,6 \text{ МВт}.$$

Удельные энтальпии $h_{2\text{д}}$ и $h_{4\text{д}}$ рассчитываются, используя найденные значения $l_{\text{ГТ}}^{\text{A}}$ и $l_{\text{К}}^{\text{A}}$:

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{К}}^{\text{A}} = 293,6 + 284,0 = 577,6 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{4\text{д}} = h_3 - l_{\text{ГТ}}^{\text{A}} = 1246,7 - 447,0 = 799,7 \text{ кДж/кг},$$

а подведенная теплота и КПД ГТУ определяются по (14.2) и КПД по (14.10)

$$Q_1 = Q_{1\text{ГТУ}} = D_{\text{Г}} \cdot (h_3 - h_{2\text{д}}) = 200 \cdot (1246,7 - 577,59) = 133822 \text{ кДж/с} = 133,822 \text{ МДж/с},$$

$$\eta_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТУ}} / Q_1 = 32,6 / 133,822 = 0,244.$$

Для определения термодинамических свойств воды и водяного пара в характерных точках цикла ПТУ (рис.14.2) используется специальный «Калькулятор свойств водяного пара» [4] или Таблицы [2].

При использовании специального «Калькулятора свойств водяного пара»

– по $t_6 = 450^\circ\text{C}$ и $p_6 = 5,0$ МПа для перегретого водяного пара определяются удельные энтальпия $h_6 = 3317,0$ кДж/кг и энтропия $s_6 = 6,8208$ кДж/(кг·К);

– при $p_7 = 4$ кПа и $s_7 = s_6 = 6,8208$ кДж/(кг·К) в состоянии влажного пара удельная энтальпия $h_7 = 2054,4$ кДж/кг;

– по $p_7 = 4$ кПа для воды в состоянии насыщения определяются $h'_7 = 121,4$ кДж/кг и $s'_7 = 0,4224$ кДж/(кг·К),

– по $p_8 = p_6 = 5,0$ МПа и $s_8 = s'_7 = 0,4224$ кДж/(кг·К) в состоянии воды недогретой до кипения определяется удельная энтальпия $h_8 = 126,4$ кДж/кг,

– при $p_8 = 5,0$ МПа температура воды в состоянии насыщения (точка b на рис.14.3) $t_b = 263,9^\circ\text{C}$, а удельная энтальпия в этом состоянии $h_b = 1154,5$ кДж/кг.

При использовании Таблиц [2]:

– по $t_6 = 450^\circ\text{C}$, $p_6 = 5,0$ МПа определяются для перегретого водяного пара $h_6 = 3317,0$ кДж/кг и $s_6 = 6,8208$ кДж/(кг·К);

– при $p_7 = 4$ кПа и $s_7 = s_6 = 6,8208$ кДж/(кг·К) – состояние влажного пара, по $p_7 = 4$ кПа определяются $h'_7 = 121,4$ кДж/кг, $s'_7 = 0,4224$ кДж/(кг·К), $h''_7 = 2553,7$ кДж/кг, $s''_7 = 8,4735$ кДж/(кг·К); рассчитываются степень сухости x_7 и удельная энтальпия h_7 :

$$x_7 = \frac{s_7 - s'_7}{s''_7 - s'_7} = \frac{6,8308 - 0,4224}{8,4735 - 0,4224} = 0,795,$$

$$h_7 = h'_7 (1 - x_7) + h''_7 \cdot x_7 = 121,4 \cdot (1 - 0,795) + 2553,7 \cdot 0,795 = 2054,4 \text{ кДж/кг},$$

– по $p_8 = p_6 = 5,0$ МПа и $s_8 = s'_3 = 0,4224$ кДж/(кг·К) для области воды определяется удельная энтальпия $h_8 = 126,4$ кДж/кг,

– по $p_8 = 5,0$ МПа для воды в состоянии насыщения определяются в состоянии b (рис. 14.3) температура $t_b = 263,9^\circ\text{C}$ и удельная энтальпия $h_b = 1154,5$ кДж/кг.

Удельные работы паровой турбины, насоса и ПТУ рассчитываются, используя (13.3-13.4):

$$l_{\text{пт}}^{\text{A}} = h_6 - h_{7\text{д}} = (h_6 - h_7) \cdot \eta_{oi}^{\text{пт}} = (3317,0 - 2054,4) \cdot 0,85 = 1073,2 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{н}}^{\text{A}} = h_{8\text{д}} - h_{7\text{л}} = (h_8 - h_7) / \eta_{oi}^{\text{н}} = (126,4 - 121,4) / 0,71 = 7,0 \text{ кДж/кг},$$

$$l_{\text{пту}}^{\text{A}} = l_{\text{пт}}^{\text{A}} - l_{\text{н}}^{\text{A}} = 1066,2 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпии $h_{7\text{д}}$ и $h_{8\text{д}}$ рассчитываются, используя значения $l_{\text{пт}}^{\text{A}}$ и $l_{\text{н}}^{\text{A}}$:

$$h_{7\text{д}} = h_6 - l_{\text{пт}}^{\text{A}} = 3317,0 - 1073,2 = 2243,8 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{8\text{д}} = h'_7 + l_{\text{н}}^{\text{A}} = 121,4 + 7,0 = 128,4 \text{ кДж/кг}.$$

Используя (14.10), определяются t_a (см. T, Q -диаграмму на рис. 14.3)

$$t_a = t_b + \Delta t_2 = 263,9 + 10 = 273,9^\circ\text{C},$$

а с помощью специального «Калькулятора свойств газов» [4] или с помощью Таблиц [2, 5] для газов по температуре $t_a = 273,9^\circ\text{C}$ определяется удельная энтальпия $h_a = 552,1$ кДж/кг.

По (14.5) определяются относительный $m_{\text{п}}$ и абсолютный $D_{\text{п}}$ расходы

$$\text{пара } m_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{D_{\text{г}}} = \frac{h_{\text{ад}} - h_a}{h_{\text{г}} - h_b} = \frac{799,7 - 552,1}{3317,0 - 1154,5} = 0,1145;$$

$$D_{\text{п}} = D_{\text{г}} \cdot m_{\text{п}} = 200 \cdot 0,1145 = 22,9 \text{ кг/с},$$

по (14.1, 14.2, 14.10) рассчитываются подведенная к ПТУ удельная теплота $q_{1,\text{ПТУ}}$, мощность $N_{\text{ПТУ}}$ и КПД ПТУ $\eta_{\text{ПТУ}}$

$$q_{1,\text{ПТУ}} = h_6 - h_{8\text{д}} = 3317,0 - 128,4 = 3188,6 \text{ кДж/кг},$$

$$N_{\text{ПТУ}} = D_{\text{п}} \cdot l_{\text{ПТУ}}^{\text{д}} = 22,9 \cdot 1066,2 = 24425 \text{ кВт} = 24,4 \text{ МВт},$$

$$\eta_{\text{ПТУ}} = l_{\text{ПТУ}}^{\text{д}} / q_{1,\text{ПТУ}} = 1066,2 / 3188,6 = 0,335.$$

Мощность и КПД ПГУ определяется по (14.1) и (14.3)

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} = 32,6 + 24,4 = 57,0 \text{ МВт},$$

$$\eta_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ПГУ}} / Q_1 = 57,0 / 133,822 = 0,426.$$

Ответ: $D_{\text{п}} = 22,9$ кг/с, $N_{\text{ГТУ}} = 32,6$ МВт, $N_{\text{ПТУ}} = 24,4$ МВт, $N_{\text{ПГУ}} = 57,0$ МВт, $\eta_{\text{ГТУ}} = 0,244$, $\eta_{\text{ПТУ}} = 0,335$; $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,426$.

14.2. В ПГУ с котлом-утилизатором при сжигании топлива в камере сгорания выделяется 80 МДж/с теплоты. С уходящими газами теряется 12 МДж/с теплоты, а в конденсаторе паротурбинной установки передается 26 МДж/с. Определить мощность и КПД ПГУ.

Ответ: $N = 42$ МВт, $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,525$.

14.3. В ПГУ с котлом-утилизатором в камере сгорания в качестве топлива сжигается природный газ с теплотой сгорания 50 МДж/кг. С уходящими газами теряется 30 МДж/с теплоты, а в конденсаторе паротурбинной установки передается теплота в количестве 75 МДж/с. Определить секундный расход природного газа и КПД ПГУ, если мощность ПГУ 100 МВт.

Ответ: $m = 4,1$ кг/с, $\eta_{\text{ПГУ}} = 0,488$.

14.4. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что с уходящими газами теряется 60 МДж/с теплоты, а в котле-утилизаторе передается теплота в количестве 200 МДж/с. КПД ГТУ и ПТУ равны соответственно 0,36

и 0,35. Определить мощность ГТУ, ПТУ и ПГУ; КПД ПГУ и котла-утилизатора; подведенную к ПГУ теплоту и теплоту, передаваемую в конденсаторе ПТУ.

Ответ: $N_{ГТУ} = 146,25$ МВт, $N_{ПТУ} = 70$ МВт, $N_{ПГУ} = 216,25$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,532$, $\eta_{КУ} = 0,769$, $Q_1 = 406,25$ МДж/с, $Q_{Кн} = Q_{2ПТУ} = 130$ МДж/с.

14.5. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что мощность ГТУ равна 220 МВт, с уходящими газами теряется 70 МДж/с теплоты, а КПД котла-утилизатора и ПТУ равны, соответственно, 0,8 и 0,34. Определить мощность ПТУ и ПГУ; КПД ГТУ и ПГУ; подведенную к ПГУ теплоту; теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе и в конденсаторе ПТУ.

Ответ: $N_{ПТУ} = 95,2$ МВт, $N_{ПГУ} = 315,2$ МВт, $\eta_{ГТУ} = 0,386$, $\eta_{ПГУ} = 0,553$, $Q_1 = 570$ МДж/с, $Q_{КУ} = 280$ МДж/с, $Q_{Кн} = Q_{2ПТУ} = 184,8$ МДж/с.

14.6. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что мощность ПТУ равна 80 МВт, с уходящими газами теряется 75 МДж/с теплоты, а КПД котла-утилизатора и газотурбинной установки равны соответственно 0,76 и 0,35. Определить мощность ГТУ и ПГУ; КПД ПГУ и ПТУ; подведенную теплоту; теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе и в конденсаторе ПТУ.

Ответ: $N_{ГТУ} = 168,3$ МВт, $N_{ПГУ} = 248,3$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,516$, $\eta_{ПТУ} = 0,337$, $Q_1 = 480,8$ МДж/с, $Q_{КУ} = 237,5$ МДж/с, $Q_{Кн} = Q_{2ПТУ} = 157,5$ МДж/с.

14.7. В ПГУ с котлом-утилизатором при сжигании топлива в камере сгорания выделяется 400 МДж/с теплоты. КПД ГТУ, котла-утилизатора и ПТУ равны, соответственно, 0,34; 0,7 и 0,33. Определить мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ, а также КПД ПГУ.

Ответ: $N_{ГТУ} = 136$ МВт, $N_{ПТУ} = 61$ МВт, $N_{ПГУ} = 197$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,492$.

14.8. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что с уходящими газами теряется 50 МДж/с теплоты, а в котле-утилизаторе передается теплота в количестве 85 МДж/с. КПД ГТУ равен 0,33, а мощность ПТУ 25 МВт. Определить подведенную к ПГУ теплоту Q_1 , мощность ГТУ и ПГУ, КПД ПТУ, котла-утилизатора и ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 201,5$ МДж/с, $N_{ГТУ} = 66,5$ МВт, $N_{ПГУ} = 91,5$ МВт, $\eta_{КУ} = 0,63$, $\eta_{ПТУ} = 0,294$, $\eta_{ПГУ} = 0,454$.

14.9. В ПГУ с котлом-утилизатором ГТУ мощностью 40 МВт имеет КПД, равный 0,39; с уходящими газами теряется 15 МДж/с, а в конденса-

торе паротурбинной установки передается 30 МДж/с теплоты. Определить КПД котла-утилизатора, мощности и КПД ГТУ и ПГУ, подведенную к циклу теплоту и теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе.

Ответ: $Q_1 = 102,6$ МДж/с, $Q_{ку} = 47,6$ МДж/с, $N_{ПГУ} = 17,6$ МВт, $N_{ПГУ} = 57,6$ МВт, $\eta_{ку} = 0,76$, $\eta_{ПГУ} = 0,369$, $\eta_{ПГУ} = 0,561$.

14.10. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что с уходящими газами теряется 100 МДж/с теплоты, а в конденсаторе паротурбинной установки передается 160 МДж/с теплоты. КПД ГТУ и котла-утилизатора равны соответственно 0,40 и 0,72. Определить подведенную к циклу теплоту Q_1 , мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ, КПД ПТУ и ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 595,2$ МДж/с, $N_{ГТУ} = 238,1$ МВт, $N_{ПТУ} = 97,1$ МВт, $N_{ПГУ} = 335,2$ МВт, $\eta_{ПТУ} = 0,378$, $\eta_{ПГУ} = 0,563$.

14.11. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что с уходящими газами теряется 80 МДж/с теплоты, а в конденсаторе паротурбинной установки передается 80 МДж/с теплоты. КПД ГТУ и ПТУ равны, соответственно, 0,37 и 0,36. Определить подведенную к циклу теплоту Q_1 , мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ, КПД котла-утилизатора и ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 325,4$ МДж/с, $N_{ГТУ} = 120,4$ МВт, $N_{ПТУ} = 45$ МВт, $N_{ПГУ} = 165,4$ МВт, $\eta_{ку} = 0,610$, $\eta_{ПГУ} = 0,508$.

14.12. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что с уходящими газами теряется 40 МДж/с теплоты, а КПД ГТУ, котла-утилизатора и ПТУ равны, соответственно, 0,36, 0,77 и 0,35. Определить подведенную к циклу теплоту Q_1 и теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе, мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ, а также КПД ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 271,7$ МДж/с, $Q_{ку} = 133,9$ МДж/с, $N_{ГТУ} = 97,8$ МВт, $N_{ПТУ} = 46,9$ МВт, $N_{ПГУ} = 144,7$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,533$.

14.13. Для ПГУ с котлом-утилизатором известно, что в конденсаторе ПТУ передается 60 МДж/с теплоты, а КПД ГТУ, котла-утилизатора и ПТУ равны соответственно 0,38, 0,80 и 0,36. Определить подведенную к циклу теплоту Q_1 и теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе, мощности ГТУ, ПТУ и ПГУ, а также КПД ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 189$ МДж/с, $Q_{ку} = 93,75$ МДж/с, $N_{ГТУ} = 71,82$ МВт, $N_{ПТУ} = 33,75$ МВт, $N_{ПГУ} = 105,57$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,559$.

14.14. В ПГУ с котлом-утилизатором мощность ГТУ равна 110 МВт. КПД ГТУ, котла-утилизатора и ПТУ равны соответственно 0,33, 0,71 и 0,34. Определить подведенную к циклу теплоту Q_1 и теплоту, передаваемую в котле-утилизаторе, мощности ПТУ и ПГУ, а также КПД ПГУ.

Ответ: $Q_1 = 333,3$ МДж/с, $Q_{ку} = 158,6$ МДж/с, $N_{ПТУ} = 53,9$ МВт, $N_{ПГУ} = 163,9$ МВт, $\eta_{ПГУ} = 0,492$.

14.15. В ПГУ с котлом-утилизатором используется ГТУ мощностью 100 МВт и КПД 35%. При температуре окружающего воздуха 15°C; температура уходящих газов ГТУ равна 470°C, расход газа $D_r = 380$ кг/с. Разности температур Δt_1 и Δt_2 в котле-утилизаторе (см. рис. 14.3) соответственно равны 30°C и 10°C. Давление пара перед паровой турбиной $p_6 = 4,5$ МПа, в конденсаторе 4,5 кПа. Внутренние относительные КПД паровой турбины и насоса равны соответственно 0,88 и 0,70. Определить расход пара, мощности паротурбинной и парогазовой установок, КПД котла-утилизатора, паротурбинной и парогазовой установок.

Ответ: $D_{п} = 37,5$ кг/с, $N_{ПТУ} = 40,2$ МВт, $N_{ПГУ} = 140,2$ МВт, $\eta_{ку} = 0,456$, $\eta_{ПТУ} = 0,339$; $\eta_{ПГУ} = 0,450$.

14.16. В ПГУ с котлом-утилизатором параметры воздуха на входе в компрессор ГТУ $p_1 = 100$ кПа, $t_1 = 10^\circ\text{C}$; давление воздуха за компрессором 1,5 МПа, температура газа перед газовой турбиной 1300 °C, расход газа $D_r = 400$ кг/с. Начальные параметры пара $t_6 = 530^\circ\text{C}$, $p_6 = 10,0$ МПа; давление пара в конденсаторе 4,8 кПа. Внутренние относительные КПД компрессора, газовой турбины, паровой турбины и насоса равны соответственно 0,85, 0,83, 0,84 и 0,72. Минимальная разность температур между газом и кипящей водой $\Delta t_2 = 9^\circ\text{C}$. Определить расход пара, мощности и КПД ГТУ, ПТУ и ПГУ.

Ответ: $D_{п} = 74,5$ кг/с, $N_{ГТУ} = 141,89$ МВт, $N_{ПТУ} = 87,56$ МВт, $N_{ПГУ} = 229,45$ МВт, $\eta_{ГТУ} = 0,337$, $\eta_{ПТУ} = 0,356$; $\eta_{ПГУ} = 0,545$.

15. ОБРАТНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ

Основные формулы

Обратными термодинамическими циклами называются циклы, в результате которых теплота Q_2 переходит от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой за счет затраты работы $L_{ц}$. Такие циклы (рис.15.1) изображаются в p, V - и T, S -диаграммах «вращающимися» против часовой стрелки, в отличие от циклов теплосиловых установок (циклов паротурбинных и газотурбинных установок, двигателей внутреннего сгорания и т.п.), называемых прямыми циклами.

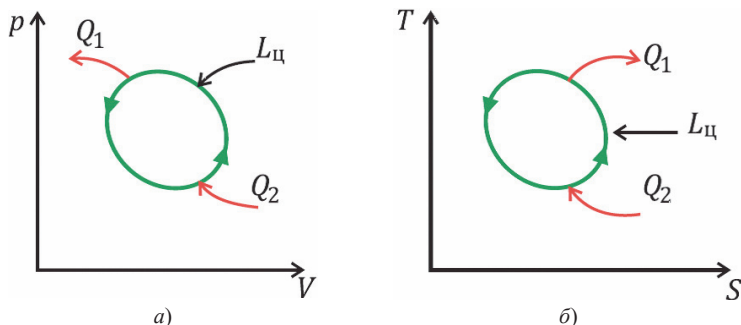


Рис. 15.1. Обратные термодинамические циклы в p, V - (а) и T, S - (б) диаграммах

Для обратных циклов, также как и для прямых циклов, выполняются соотношения

$$L_{ц} = Q_1 - Q_2, \text{ (кДж)}. \quad (15.1)$$

В отличие от прямых циклов, работа $L_{ц}$ обратных циклов – это подведенная (затраченная) работа. Соотношение для потоков энергии (15.1), отнесенное к единице времени, преобразуется к виду

$$N = Q_1 - Q_2, \text{ (кВт} \equiv \text{кДж/с)}, \quad (15.2)$$

где N – мощность привода установки (кВт); Q_1 – теплота, отведенная от цикла за единицу времени (кДж/с); Q_2 – теплота, подведенная к циклу за единицу времени (кДж/с).

Если массовый расход вещества m (кг/с), совершающего обратный цикл, не изменяет своего значения, проходя через все элементы установки, то в формуле (15.2) можно использовать удельные величины:

$$l_{ц} = N / m; \quad q_1 = Q_1 / m; \quad q_2 = Q_2 / m; \quad (15.3)$$

$$l_{ц} = q_1 - q_2. \quad (15.4)$$

Обратные термодинамические циклы применяются в холодильных установках и тепловых насосах, называемых также теплонасосными установками (ТНУ), предназначенными для теплоснабжения тепловых потребителей.

В обратных циклах **холодильных установок** (рис.15.2) теплота Q_2 , отведенная от охлаждаемого объекта (холодильной камеры), подводится к *хладагенту* – веществу, совершающему обратный термодинамический цикл, называется *холодопроизводительностью* $Q_{\text{хол}} \equiv Q_2$ (кДж/с), а $q_{\text{хол}} \equiv q_2$ – *удельной холодопроизводительностью* (кДж/кг). Охлаждаемый объект (содержимое холодильной камеры) – это нижний (холодный) источник теплоты, имеющий температуру $T_{\text{хол}}$. Верхним источником служит окружающая среда с температурой $T_{\text{ос}}$, куда отводится от хладагента теплота Q_1 .

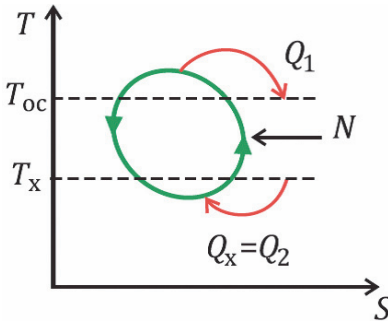


Рис. 15.2. Произвольный обратный цикл холодильной установки

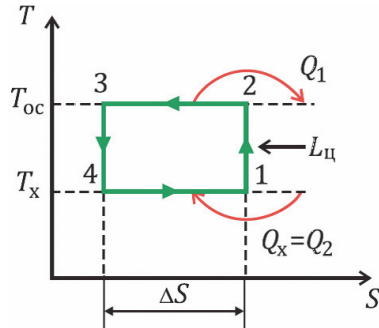


Рис. 15.3. Обратный обратимый цикл Карно – цикл холодильной установки

Эффективность холодильной установки оценивается *холодильным коэффициентом*

$$\varepsilon = Q_{\text{хол}} / N = q_{\text{хол}} / l_{\text{ц}}, \quad (15.5)$$

а термодинамическое совершенство цикла – *эксергетическим КПД*:

$$\eta_{\text{ex}} = \varepsilon |\tau_{\text{хол}}| = \varepsilon / \varepsilon^{\text{K}}, \quad (15.6)$$

где $\tau_{\text{хол}} = 1 - T_{\text{ос}} / T_{\text{хол}}$ – эксергетическая температурная функция; $T_{\text{ос}}$, $T_{\text{хол}}$ – температуры окружающей среды и охлаждаемого объекта; $\varepsilon^{\text{K}} = T_{\text{хол}} / (T_{\text{ос}} - T_{\text{хол}})$ – холодильный коэффициент обратного цикла Карно (рис.15.3).

В **обратном обратимом цикле Карно** – цикле холодильной установки (рис. 15.3), состоящим из двух адиабат и двух изотерм, холодопроизводительность $Q_{\text{хол}}$ – это теплота изотермического процесса 4–1:

$$Q_{\text{хол}} = T_{\text{хол}} \Delta S,$$

работа цикла равна его площади $L_{ц} = (T_{oc} - T_{хол})\Delta S$,
 холодильный коэффициент $\varepsilon^K = Q_{хол} / L_{ц} = T_{хол} / (T_{oc} - T_{хол})$ (15.7)

или $\varepsilon^K = 1 / |\tau_{хол}|$, (15.7a)

эксергетический КПД цикла Карно $\eta_{ex} = 1$.

В **воздушной холодильной установке** (рис. 15.4) хладагент – воздух; на схеме: К – компрессор, Д – детандер, ТО1, ТО2 – теплообменники; на диаграмме: $\Delta t_1, \Delta t_3$ – минимальные разности температур (температурный напор) в ТО1 и ТО2. Цикл состоит из двух изобар ($p_2 = p_{2д} = p_3$ и $p_4 = p_{4д} = p_1$) и двух адиабат: или обратимых 1-2 и 3-4, или необратимых 1-2д и 3-4д.

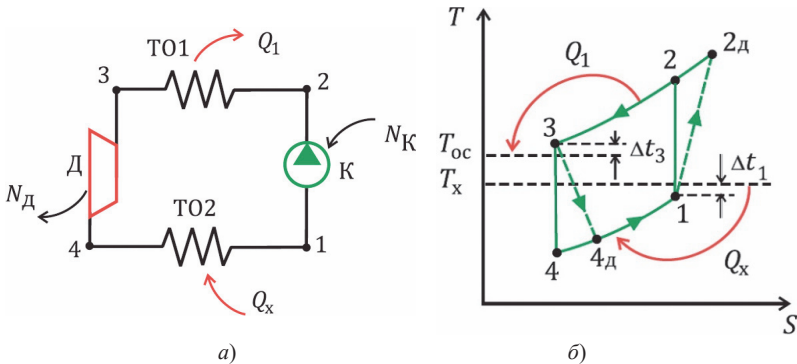


Рис. 15.4. Принципиальная схема (а) и термодинамический цикл (б) воздушной холодильной установки

Удельные характеристики воздушной холодильной установки:

– удельная холодопроизводительность $q_{хол} = h_1 - h_{4д}$, (15.8)

– удельная работа компрессора $l_K^д = h_{2д} - h_1 = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K$, (15.9)

– удельная работа детандера $l_D^д = h_3 - h_{4д} = (h_3 - h_4) \cdot \eta_{oi}^д$, (15.10)

– удельная работа цикла $l_{ц}^д = l_K^д - l_D^д$, (15.11)

– удельная теплота, отводимая в окружающую среду $q_1 = h_{2д} - h_3$, (15.12)

где $\eta_{oi}^K, \eta_{oi}^д$ – внутренние относительные КПД компрессора и детандера; $h_{2д}, h_{4д}$ – энтальпии, рассчитываемые из уравнений (15.9) и (15.10).

Энтальпии воздуха, входящие в (15.8) – (15.12), могут быть найдены двумя способами, – можно использовать специальный «Калькулятор свойств газов» [4] или одну из Таблиц [2, 3, 5].

Основные характеристики воздушной холодильной установки рассчитываются по известному массовому расходу хладагента m и удельным характеристикам (15.8) – (15.12), используя соотношения:

$$Q_{хол} = mq_{хол}; Q_1 = mq_1; N_K = m l_K^д; N_D = m l_D^д; N = m l_{ц}^д. \quad (15.13)$$

Холодильный коэффициент ε рассчитывают по (15.5), а эксергетический КПД η_{ex} по (15.6).

Принципиальная схема и цикл **парокомпрессионной холодильной установки** представлены на рис. 15.5. На рисунке 15.5а К – компрессор, Кн – конденсатор, Др – дроссель, И – испаритель; на рис. 15.5б Δt_1 и Δt_3 – минимальные разности температур (температурный напор) в испарителе и конденсаторе; при адиабатном дросселировании $h_4 = h_3$, а $l_{др} = 0$.

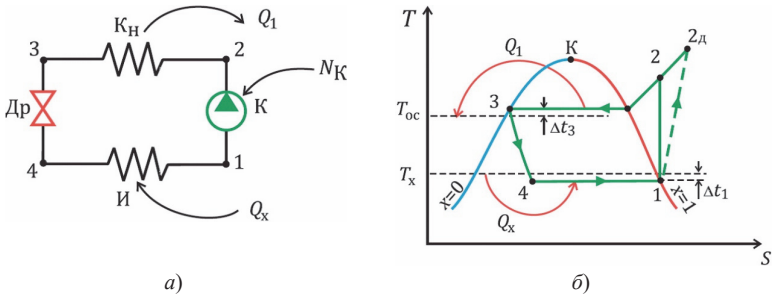


Рис. 15.5. Принципиальная схема (а) и термодинамический цикл (б) парокомпрессионной холодильной установки

Удельные характеристики парокомпрессионной холодильной установки:
– удельная холодопроизводительность $q_{хол} = h_1 - h_4$; (15.14)

– удельная работа цикла $l_{ц}^n = l_{к}^n = h_{2д} - h_1 = (h_2 - h_1)/\eta_{oi}^K$; (15.15)

– удельная теплота, отдаваемая в окружающую среду q_1 .

Энтальпии хладагента, совершающего обратный термодинамический цикл, определяются по Таблицам [6].

Основные характеристики парокомпрессионной холодильной установки рассчитываются по известному массовому расходу хладагента m и удельным характеристикам (15.12), (15.14), (15.15), используя соотношения (15.3) и имея в виду (15.15):

$$Q_{хол} = mq_{хол}; Q_1 = mq_1; N = N_k = m l_{к}^n \text{ или } N = Q_1 - Q_{хол}. \quad (15.16)$$

Холодильный коэффициент холодильной установки ε определяется по (15.5), а эксергетический КПД η_{ex} по (15.6).

В обратных циклах **тепловых насосов**, называемых также **теплососными установками (ТНУ)** (рис.15.6), теплота Q_1 , отводимая от рабочего тела, совершающего обратный термодинамический цикл, передается приемнику теплоты, имеющему температуру T_T выше температуры окружающей среды T_{oc} . Теплоприемник в ТНУ является верхним (горячим) тепловым источником. Нижним (холодным) тепловым источником может

служить окружающей среда ($T_{HT} = T_{oc}$, см. рис. 15.7б), а может служить бросовый источник теплоты с температурой $T_{HT} > T_{oc}$. Теплота Q_2 из окружающей среды (или от бросового низкотемпературного источника) подводится к рабочему телу. Теплота Q_1 , передаваемая потребителю теплоты за единицу времени, называется *теплопроизводительностью* или *тепловой мощностью* Q_T (кДж/с). $Q_T \equiv Q_1$ или, в соответствии с (15.3) и (15.4), $q_T \equiv q_1$, где $q_T = Q_T/m$ – удельная теплопроизводительность (кДж/кг), m – массовый расход.

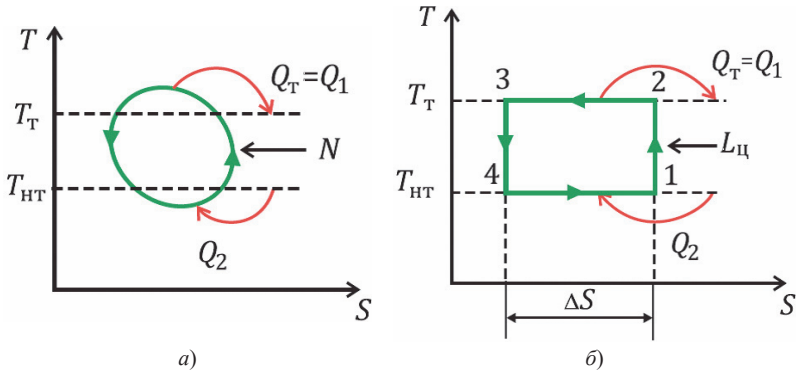


Рис. 15.6. Произвольный обратный цикл теплонасосной установки (а) и обратный обратимый цикл Карно – цикл теплонасосной установки (б)

Эффективность ТНУ оценивается отопительным коэффициентом $k_{от}$, называемым также коэффициентом преобразования энергии μ ,

$$k_{от} \equiv \mu = Q_T / N = q_T / l_{ц}. \quad (15.17)$$

В **обратном обратимом цикле Карно** – цикле теплонасосной установки (рис. 15.6б), состоящем из двух адиабат и двух изотерм, теплопроизводительность Q_T – это теплота изотермического процесса 2–3

$$Q_T = T_T \cdot \Delta S. \quad (15.18)$$

Если нижний тепловой источник в цикле ТНУ – окружающая среда, *отопительный коэффициент*:

$$k_{от}^K = Q_T / N = T_T / (T_T - T_{oc}) \quad \text{или} \quad k_{от}^K = 1 / |\tau_T|, \quad (15.19)$$

а эксергетический КПД цикла Карно $\eta_{ex} = 1$.

Термодинамическое совершенство цикла ТНУ характеризуется *эксергетическим КПД*:

$$\eta_{ex} = k_{от} \tau_T = k_{от} / k_{от}^K, \quad (15.20)$$

где $\tau_T = 1 - T_{oc} / T_T$ – эксергетическая температурная функция; T_{oc} , T_T – температуры окружающей среды и теплоприемника; $k_{от}^K = T_T / (T_T - T_{oc})$ – отопительный коэффициент обратного обратимого цикла Карно (рис.15.6б).

Принципиальная схема и цикл **парокомпрессионной теплонасосной установки** представлены на рис. 15.7 и 15.8а, б.

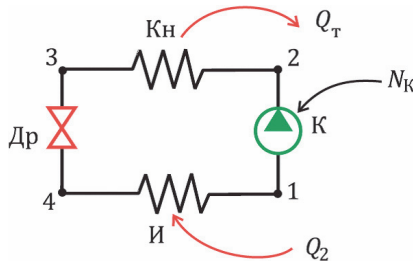


Рис. 15.7. Принципиальная схема парокомпрессионной теплонасосной установки

На рисунке 15.7 К – компрессор, Кн – конденсатор, Др – дроссель, И – испаритель; на рис. 15.8 Δt_1 и Δt_3 – минимальные разности температур (температурный напор) в испарителе и конденсаторе; при адиабатном дросселировании $h_4 = h_3$, а $l_{др} = 0$. Верхним тепловым (горячим) источником является теплоприемник, имеющий температуру T_T , которому в конденсаторе передается теплота Q_T . Температурой нижнего (холодного) теплового источника, обозначенной $T_{нт}$, может служить окружающая среда ($T_{нт} = T_{oc}$), как показано на рис. 15.8а, но можно использовать бросовый источник низкопотенциальной теплоты, не имеющий самостоятельной ценности, температура которого на несколько десятков градусов выше температуры окружающей среды ($T_{нт} > T_{oc}$), – такой цикл показан на рис. 15.8б.

Для парокомпрессионной ТНУ, у которой $T_{нт} = T_{oc}$ (рис. 15.8а):

– удельная теплопроизводительность

$$q_T = h_{2д} - h_3, \quad (15.21)$$

– удельная теплота, подведенная к циклу из окружающей среды

$$q_2 = h_1 - h_4, \quad (15.22)$$

– удельная работа компрессора, равная работе цикла $l_K^R = l_{ц}$, рассчитывается по (15.15).

Удельные энтальпии рабочего тела, совершающего обратный термодинамический цикл, определяются по Таблицам [6].

Основные характеристики парокомпрессионной теплонасосной установки рассчитываются по известному массовому расходу хладагента m и удельным характеристикам (15.9), (15.15), (15.20), используя соотношения (15.3):

$$Q_T = mq_T; Q_2 = mq_2; N = N_K = m l_K^R \text{ или } N = Q_T - Q_2. \quad (15.23)$$

Отопительный коэффициент теплонасосной установки $k_{от}$ определяется по (15.17), а эксергетический КПД η_{ex} по (15.20).

Для парокомпрессионной ТНУ, у которой $T_{нт} > T_{oc}$ (рис. 15.8б) отопительный коэффициент может заметно увеличиться из-за уменьшения разности температур между конденсатором и испарителем – см. (15.18).

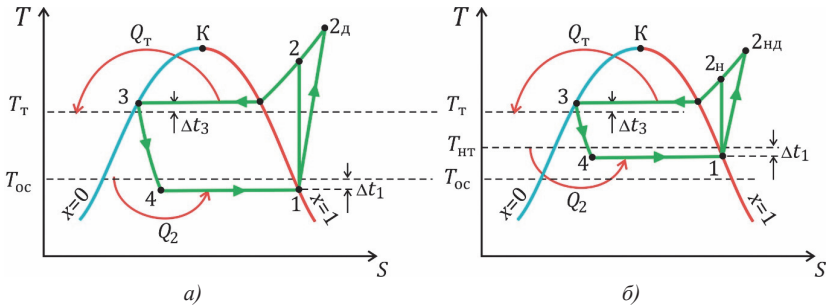


Рис. 15.8. Цикл парокомпрессионной ТНУ, у которой:
а) $T_{нт} = T_{oc}$; б) $T_{нт} > T_{oc}$

Расчет такой схемы ТНУ нужно проводить так же, как и расчет ТНУ при $T_{нт} = T_{oc}$ (за исключением расчета эксергетического КПД η_{ex}), лишь заменив температуру T_{oc} на $T_{нт}$.

Эксергетический КПД такой ТНУ:

$$\eta_{ex} = \frac{E(Q_1)}{E(N) + E(Q_2)} = \frac{|\tau_т| Q_1}{N + |\tau_{нт}| Q_2}, \quad (15.24)$$

где $\tau_т = 1 - T_{oc}/T_т$; $\tau_{нт} = 1 - T_{oc}/T_{нт}$ – эксергетические температурные функции.

В настоящей главе рассмотрены только простые циклы холодильных и теплонасосных установок. Описания сложных циклов холодильных и теплонасосных установок и методов их расчета можно найти в учебных пособиях [7, 8].

Задачи

15.1. Определить максимально возможную холодопроизводительность холодильной установки, обеспечивающей в холодильной камере температуру -10°C при температуре окружающей среды 20°C . Мощность привода установки 5 кВт.

Ответ: 43,86 кДж/с.

15.2. Определить минимально возможный уровень потребляемой мощности холодильной установкой холодопроизводительностью 50 кДж/с, обеспечивающей в холодильной камере температуру -20°C при температуре окружающей среды 18°C .

Ответ: 7,5 кВт.

15.3. Определить потребляемую мощность, холодильный коэффициент и эксергетический КПД воздушной холодильной установки холодопроизводительностью 10 кДж/с. Температура в холодильной камере равна -3°C , окружающей среды 15°C . Компрессор повышает давление от 150 до 400 кПа. Внутренний относительный КПД компрессора 0,85, детандера 0,84. Температуру хладагента – воздуха перед компрессором принять равной температуре в холодильной камере, а перед детандером – равной температуре окружающей среды.

Решение.

Для определения энтальпий воздуха в характерных точках цикла можно использовать специальный «Калькулятор свойств газов» [4] или воспользоваться Таблицами [2], [3] или [5].

Если используется специальный «Калькулятора свойств газов» [4], то – по $t_1 = -3^{\circ}\text{C}$ и $p_1 = 150$ кПа определяются для воздуха

$$h_1 = 270,49 \text{ кДж/кг и } s_1 = 6,6492 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

– по $p_2 = 400$ кПа и $s_2 = s_1 = 6,6492$ кДж/(кг·К) находятся

$$t_2 = 84,27^{\circ}\text{C и } h_2 = 358,27 \text{ кДж/кг};$$

– по $t_3 = 15^{\circ}\text{C}$ и $p_3 = p_2 = 400$ кПа определяются

$$h_3 = 288,56 \text{ кДж/кг и } s_3 = 6,4324 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)};$$

– по $p_4 = p_1 = 150$ кПа и $s_4 = s_3 = 6,4324$ кДж/(кг·К) определяются

$$t_4 = -55,52^{\circ}\text{C и } h_4 = 217,81 \text{ кДж/кг}.$$

Удельные работы компрессора, детандера и всего цикла определяются по (15.9) – (15.11):

$$l_{\text{к}}^{\text{д}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = (358,27 - 270,49) / 0,85 = 103,27 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\text{д}}^{\text{д}} = (h_3 - h_4) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{д}} = (288,56 - 217,81) \cdot 0,84 = 59,43 \text{ кДж/кг};$$

$$l_{\text{ц}}^{\text{д}} = l_{\text{к}}^{\text{д}} - l_{\text{д}}^{\text{д}} = 103,27 - 59,43 = 43,84 \text{ кДж/кг}.$$

Используя (15.9) и (15.10), находим энтальпии необратимого цикла:

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{д}} = 270,49 + 103,27 = 373,76 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{4\text{д}} = h_3 - l_{\text{д}}^{\text{д}} = 288,56 - 59,43 = 229,13 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность рассчитывается по (15.8):

$$q_{\text{хол}} = h_1 - h_{4\text{д}} = 270,49 - 229,13 = 41,36 \text{ кДж/кг};$$

расход хладагента, используя (15.13):

$$m = Q_{\text{хол}} / q_{\text{хол}} = 10 / 41,36 = 0,2418 \text{ кДж/кг};$$

мощность привода по (15.13):

$$N = m \cdot l_{\text{д}}^{\text{д}} = 0,2418 \cdot 43,84 = 10,60 \text{ кВт};$$

холодильный коэффициент по (15.5):

$$\varepsilon = Q_{\text{хол}} / N = 10 / 10,60 = 0,9434;$$

холодильный коэффициент обратного цикла Карно – по (15.7):

$$\varepsilon^{\text{К}} = T_{\text{хол}} / (T_{\text{ос}} - T_{\text{хол}}) = (273,15 - 3,0) / (15 + 3) = 15,01,$$

а эксергетический КПД – по (15.6):

$$\eta_{\text{ex}} = \varepsilon / \varepsilon^{\text{К}} = 0,9434 / 15,01 = 0,0629 = 6,29 \text{ \%}.$$

Ответ: $N = 10,60 \text{ кВт}; \varepsilon = 0,9434; \eta_{\text{ex}} = 6,29 \text{ \%}$.

15.4. Определить холодопроизводительность, холодильный коэффициент и эксергетический КПД воздушной холодильной установки, потребляемая мощность которой 3 кВт. Температура воздуха перед детандером равна 14°C, а в холодильной камере –1°C. Компрессор повышает давление от 0,19 МПа до 0,42 МПа. Внутренний относительный КПД компрессора 0,82, детандера 0,81. Температуру хладагента – воздуха перед компрессором принять равной температуре в холодильной камере, а перед детандером – равной температуре окружающей среды

Ответ: $Q_{\text{хол}} = 2,59 \text{ кДж/с}; \varepsilon = 0,864; \eta_{\text{ex}} = 4,8 \text{ \%}$.

15.5. Решите задачу 15.3 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами равна 5°C». Сравните полученные ответы с ответами задачи 15.3 и дайте им объяснение.

Решение.

Определяются температуры хладагента – воздуха перед компрессором и перед детандером (рис. 15.4б):

$$t_1 = t_{\text{хол}} - \Delta t = -3 - 5 = -8^\circ\text{C}; t_3 = t_{\text{ос}} + \Delta t = 15 + 5 = 20^\circ\text{C}.$$

Для определения энтальпии воздуха в характерных точках цикла можно использовать специальный «Калькулятора свойств газов»[4] или воспользоваться Таблицами [2], [3] или [5].

а) Если используется специальный «Калькулятора свойств газов» [4], то

– по $t_1 = -8^\circ\text{C} = 265,15\text{ K}$ и $p_1 = 150\text{ кПа}$ определяются для воздуха $h_1 = 265,48\text{ кДж/кг}$ и $s_1 = 6,6305\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

– по $p_2 = 400\text{ кПа}$ и $s_2 = s_1 = 6,6305\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ находятся $T_2 = 350,85\text{ K}$ и $h_2 = 351,64\text{ кДж/кг}$;

– по $t_3 = 20^\circ\text{C} = 293,15\text{ K}$ и $p_3 = p_2 = 400\text{ кПа}$ определяются $h_3 = 293,59\text{ кДж/кг}$ и $s_3 = 6,4497\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

– по $p_4 = p_1 = 150\text{ кПа}$ и $s_4 = s_3 = 6,4497\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ определяются $T_4 = 221,42\text{ K}$ и $h_4 = 221,61\text{ кДж/кг}$;

б) Если для определения термодинамических свойств воздуха используются Таблицы [2], то

– по $t_1 = -8^\circ\text{C}$ ($T_1 = 265,15\text{ K}$) определяются для воздуха

$$h_1 = 265,48\text{ кДж/кг и } s_1^0 = 6,7469\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$

– рассчитывается

$$s_2^0 = s_1^0 + R \cdot \ln(p_2/p_1) = 6,7469 + (8,3145/28,96) \cdot \ln(400/150) = 7,0284\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$

– по $s_2^0 = 7,0284\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ определяются

$$T_2 = 350,8\text{ K и } h_2 = 351,64\text{ кДж/кг}$$

– по $t_3 = 20^\circ\text{C}$ ($T_3 = 293,15\text{ K}$) определяются $h_3 = 293,59\text{ кДж/кг}$ и $s_3^0 = 6,8477\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;

– рассчитывается

$$s_4^0 = s_3^0 - R \cdot \ln(p_4/p_3) = 6,8477 - (8,3145/28,96) \cdot \ln(400/150) = 6,5662\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$

– по $s_4^0 = 6,5662\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ определяются

$$T_4 = 221,42\text{ K и } h_4 = 221,61\text{ кДж/кг}$$

Удельные работы компрессора, детандера и всего цикла определяются по (15.9) – (15.11):

$$l_{\text{к}}^{\text{н}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = (351,64 - 265,48) / 0,85 = 101,36\text{ кДж/кг}$$

$$l_{\text{д}}^{\text{н}} = (h_3 - h_4) \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{д}} = (293,59 - 221,61) \cdot 0,84 = 60,46\text{ кДж/кг}$$

$$l_{\text{ц}}^{\text{н}} = l_{\text{к}}^{\text{н}} - l_{\text{д}}^{\text{н}} = 101,36 - 60,46 = 40,90\text{ кДж/кг}$$

Используя (15.9) и (15.10), находим энтальпии необратимого цикла:

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{н}} = 265,48 + 101,36 = 366,84\text{ кДж/кг}$$

$$h_{4\text{д}} = h_3 - l_{\text{д}}^{\text{н}} = 293,59 - 60,46 = 233,13\text{ кДж/кг}$$

Удельная холодопроизводительность рассчитывается по (15.8):

$$q_{\text{хол}} = h_1 - h_{4\text{д}} = 265,48 - 233,13 = 32,35\text{ кДж/кг}$$

– расход хладагента, используя (15.13):

$$m = Q_{\text{хол}} / q_{\text{хол}} = 10 / 32,35 = 0,3091 \text{ кДж/кг};$$

– мощность привода по (15.13):

$$N = m \cdot l_{\text{ц}}^{\text{д}} = 0,3091 \cdot 40,90 = 12,64 \text{ кВт};$$

– холодильный коэффициент по (15.5):

$$\varepsilon = Q_{\text{хол}} / N = 10 / 12,64 = 0,791;$$

– холодильный коэффициент обратного цикла Карно – по (15.7),

$$\varepsilon^{\text{К}} = T_{\text{хол}} / (T_{\text{ос}} - T_{\text{хол}}) = (273,15 - 3,0) / (15 + 3) = 15,01,$$

а эксергетический КПД – по (15.6):

$$\eta_{\text{ex}} = \varepsilon / \varepsilon^{\text{К}} = 0,791 / 15,01 = 0,0527 = 5,27\%.$$

Ответ: $N = 12,64 \text{ кВт}; \varepsilon = 0,791; \eta_{\text{ex}} = 5,27\%$.

15.6. Решите задачу 15.4 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами равна 5°C ». Сравните полученные ответы с ответами задачи 15.4 и дайте им объяснение.

Ответ: $Q_{\text{хол}} = 2,286 \text{ кДж/с}; \varepsilon = 0,762; \eta_{\text{ex}} = 5,6\%$.

15.7. Определить мощность привода, холодильный коэффициент и эксергетический КПД воздушной холодильной установки холодопроизводительностью 15 кДж/с . Температура воздуха перед компрессором равна 0°C , а окружающей среды 17°C . Компрессор повышает давление от $0,18 \text{ МПа}$ до $0,41 \text{ МПа}$. Внутренний относительный КПД компрессора $0,81$, детандера $0,85$. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами 5°C .

Ответ: $N=18,0 \text{ кВт}; \varepsilon = 0,83; \eta_{\text{ex}} = 3,6\%$.

15.8. Конструкция воздушной холодильной установки позволяет отводить в окружающую среду 20 кДж/с теплоты, если температура хладагента (воздуха) перед детандером равна 16°C , а перед компрессором -2°C . В компрессоре установки давление повышается от $0,17 \text{ МПа}$ до $0,39 \text{ МПа}$, а внутренние относительные КПД компрессора и детандера равны соответственно $0,83$ и $0,85$. Необходимо определить мощность привода, холодопроизводительность, холодильный коэффициент и эксергетический КПД воздушной холодильной установки. Принять минимальную разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами 6°C .

Ответ: $N = 10,2 \text{ кВт}; Q_{\text{хол}} = 9,76 \text{ кДж/с}; \varepsilon = 0,954; \eta_{\text{ex}} = 2,76\%$.

15.9. Определить мощность привода, количество теплоты, передаваемой в окружающую среду, расход хладагента – аммиака, холодильный коэффициент и эксергетический КПД парокомпрессионной холодильной установки холодопроизводительностью 250 кДж/с. Температура в холодильной камере равна -13°C , окружающей среды 20°C , внутренний относительный КПД компрессора 0,86. Температуру аммиака при его конденсации принять равной температуре окружающей среды, а его температуру в испарителе – равной температуре в холодильной камере.

Решение.

По условию задачи $\Delta t_1 = \Delta t_3 = 0$ (рис.15.5б), поэтому $t_1 = t_{\text{хол}} = -13^{\circ}\text{C}$ и $t_1 = t_{\text{ос}} = 20^{\circ}\text{C}$.

Термодинамические свойства аммиака определяются по Таблицам [6]. По $t_1 = -13^{\circ}\text{C}$ находится энтальпия и энтропия сухого насыщенного пара $h_1 = 1590,2$ кДж/кг и $s_1 = 6,272$ кДж/(кг·К), а по $t_3 = 20^{\circ}\text{C}$ – энтальпия и давление жидкого аммиака в состоянии насыщения: $h_3 = 436,9$ кДж/кг и $p_3 = 0,857$ МПа.

По $p_2 = p_3 = 0,857$ МПа и $s_2 = s_1 = 6,272$ кДж/(кг·К) находим энтальпию аммиака в состоянии перегретого пара $h_2 = 1758,1$ кДж/кг.

В процессе дросселирования $h_4 = h_3 = 436,9$ кДж/кг.

По (15.9) рассчитывается удельная работа компрессора, равная работе всего цикла (15.15),

$$l_{\text{ц}}^{\text{A}} = l_{\text{к}}^{\text{A}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = (1758,1 - 1590,2) / 0,86 = 195,2 \text{ кДж/кг},$$

и энтальпия аммиака за компрессором после адиабатного необратимого процесса сжатия

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{A}} = 1590,2 + 195,2 = 1785,4 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность определяется по (15.14):

$$q_{\text{хол}} = h_1 - h_4 = 1590,2 - 436,9 = 1153,3 \text{ кДж/кг},$$

удельная теплота, передаваемая в окружающую среду, – по (15.12):

$$q_1 = h_{2\text{д}} - h_3 = 1785,4 - 436,9 = 1348,5 \text{ кДж/кг},$$

расход аммиака, мощность привода и теплота, передаваемая в окружающую среду за единицу времени – по (15.16):

$$m = Q_{\text{хол}} / q_{\text{хол}} = 250 / 1153,3 = 0,2168 \text{ кг/с},$$

$$N = N_{\text{к}} = m \cdot l_{\text{к}}^{\text{A}} = 0,2168 \cdot 195,2 = 42,3 \text{ кВт},$$

$$Q_1 = m \cdot q_1 = 0,2168 \cdot 1348,5 = 292,3 \text{ кДж/с},$$

холодильный коэффициент по (15.5):

$$\varepsilon = Q_{\text{хол}} / N = 250/42,3 = 5,91,$$

холодильный коэффициент обратного цикла Карно по (15.7):

$$\varepsilon^K = T_{\text{хол}} / (T_{\text{ос}} - T_{\text{хол}}) = 260,15 / 33,0 = 7,88,$$

а эксергетический КПД по (15.6):

$$\eta_{\text{ex}} = \varepsilon / \varepsilon^K = 5,91 / 7,88 = 0,750 = 75,0\%.$$

Ответ: $N = 42,3$ кВт; $Q_1 = 292,3$ кДж/с; $m = 0,2168$ кг/с; $\varepsilon = 5,91$; $\eta_{\text{ex}} = 75\%$.

15.10. Определить мощность привода, расход хладагента – фреона R134a, холодильный коэффициент и эксергетический КПД парокompрессионной холодильной установки холодопроизводительностью 10 кДж/с. Температура в холодильной камере равна $-16,1^\circ\text{C}$, давление фреона в конденсаторе 0,8 МПа. Внутренний относительный КПД компрессора 0,83. Температуру аммиака при его конденсации принять равной температуре окружающей среды, а его температуру в испарителе – равной температуре в холодильной камере.

Ответ: $N = 2,82$ кВт; $m = 0,06888$ кг/с; $\varepsilon = 3,54$; $\eta_{\text{ex}} = 65\%$.

15.11. Решите задачу 15.9 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в испарителе и конденсаторе между греющей и нагреваемой средами равна $4,9^\circ\text{C}$ ». Сравните полученные ответы с ответами задачи 15.10 и дайте им объяснение.

Решение.

Сначала определяем температуру аммиака в испарителе и на входе в дроссель (рис. 15.5б):

$$t_1 = t_{\text{хол}} - \Delta t = -13 - 4,9 = -17,9^\circ\text{C}; \quad t_3 = t_{\text{ос}} + \Delta t = 20 + 4,9 = 24,9^\circ\text{C}.$$

Термодинамические свойства аммиака определяются по Таблицам [6]. По $t_1 = -17,9^\circ\text{C}$ находится энтальпия и энтропия сухого насыщенного пара $h_1 = 1583,6$ кДж/кг и $s_1 = 6,344$ кДж/(кг·К), а по $t_3 = 24,9^\circ\text{C}$ – энтальпия и давление жидкого аммиака в состоянии насыщения $h_3 = 460,3$ кДж/кг и $p_3 = 1,0$ МПа.

По $p_2 = p_3 = 1,0$ МПа и $s_2 = s_1 = 6,344$ кДж/(кг·К) находим энтальпию аммиака в состоянии перегретого пара $h_2 = 1808,9$ кДж/кг.

В процессе дросселирования $h_4 = h_3 = 460,3$ кДж/кг.

По (15.9) рассчитывается удельная работа компрессора, равная работе всего цикла (15.15):

$$l_{\text{ц}}^{\text{д}} = l_{\text{к}}^{\text{д}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{дт}}^{\text{к}} = (1808,9 - 1583,6) / 0,855 = 263,5 \text{ кДж/кг}$$

и энтальпия аммиака за компрессором после адиабатного и необратимого процесса сжатия:

$$h_{2д} = h_1 + l_k^д = 1583,6 + 263,5 = 1847,1 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная холодопроизводительность определяется по (15.14):

$$q_{\text{хол}} = h_1 - h_4 = 1583,6 - 460,3 = 1123,3 \text{ кДж/кг,}$$

удельная теплота, передаваемая в окружающую среду, по (15.12):

$$q_1 = h_{2д} - h_3 = 1847,1 - 460,3 = 1386,8 \text{ кДж/кг,}$$

расход аммиака, мощность привода и теплота, передаваемая в окружающую среду за единицу времени – по (15.16):

$$m = Q_{\text{хол}} / q_{\text{хол}} = 250 / 1123,3 = 0,2226 \text{ кг /с,}$$

$$N = N_k = m \cdot l_k^д = 0,2226 \cdot 263,5 = 58,6 \text{ кВт,}$$

$$Q_1 = m \cdot q_1 = 0,2226 \cdot 1386,8 = 308,7 \text{ кДж /с,}$$

холодильный коэффициент по (15.5):

$$\varepsilon = Q_{\text{хол}} / N = 250 / 58,6 = 4,266,$$

холодильный коэффициент обратного цикла Карно по (15.7):

$$\varepsilon^K = T_{\text{хол}} / (T_{\text{ос}} - T_{\text{хол}}) = 260,15 / 33,0 = 7,883,$$

а эксергетический КПД по (15.6):

$$\eta_{\text{ex}} = \varepsilon / \varepsilon^K = 4,266 / 7,883 = 0,541 = 54,1\%.$$

Ответ: $N = 58,6 \text{ кВт}$; $Q_1 = 308,7 \text{ кДж/с}$; $m = 0,2226 \text{ кг/с}$; $\varepsilon = 4,266$; $\eta_{\text{ex}} = 54,1\%$.

15.12. Решите задачу 15.10 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в испарителе и конденсаторе между греющей и нагреваемой средами равна 5°C ». Сравните полученные ответы с ответами задачи 15.10 и дайте им объяснение.

Ответ: $N = 3,25 \text{ кВт}$; $m = 0,0704 \text{ кг /с}$; $\varepsilon = 3,08$; $\eta_{\text{ex}} = 50,9\%$.

15.13. Определить холодопроизводительность, расход хладагента – аммиака, холодильный коэффициент и эксергетический КПД парокомпрессионной холодильной установки, мощность привода которой равна 50 кВт . Давление в испарителе равно $0,19 \text{ МПа}$, температура конденсации аммиака 28°C . Внутренний относительный КПД компрессора $0,86$. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами 5°C .

Ответ: $Q_{\text{хол}} = 184,7 \text{ кДж/с}$; $m = 0,167 \text{ кг/с}$; $\varepsilon = 3,695$; $\eta_{\text{ex}} = 54,4\%$.

15.14. Определить мощность привода, расход хладагента – фреона R12, холодильный коэффициент и эксергетический КПД парокompрессионной холодильной установки холодопроизводительностью 37 кДж/с. Температура фреона R12 в испарителе равна $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, окружающей среды $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Внутренний относительный КПД компрессора 0,86. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами $4,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $N = 4,28\text{ кВт}$; $m = 0,28\text{ кг/с}$; $\varepsilon = 8,644$; $\eta_{\text{ex}} = 49,9\%$.

15.15. Конструкция конденсатора парокompрессионной холодильной установки позволяет отводить в окружающую среду 100 кДж/с теплоты при температуре конденсации хладагента – фреона R134a, равной $26,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить массовый расход фреона, холодопроизводительность, мощность привода, холодильный коэффициент и эксергетический КПД установки, если температура фреона в испарителе $-23,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, внутренний относительный КПД компрессора 0,85, а минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами равна $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $m = 0,523\text{ кг/с}$; $Q_{\text{хол}} = 77,1\text{ кДж/с}$; $N = 22,9\text{ кВт}$; $\varepsilon = 3,37$; $\eta_{\text{ex}} = 52,8\%$.

15.16. Определить холодопроизводительность, расход хладагента – аммиака, холодильный коэффициент и эксергетический КПД парокompрессионной холодильной установки, мощность привода которой 80 кВт. Давление хладагента в испарителе равно 0,145 МПа, в конденсаторе – 0,9 МПа. Внутренний относительный КПД компрессора 0,83. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $Q_{\text{хол}} = 309,0\text{ кДж/с}$; $m = 0,2738\text{ кг/с}$; $\varepsilon = 3,863$; $\eta_{\text{ex}} = 57,5\%$.

15.17. Для поддержания температуры воздуха в помещении на уровне $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при температуре окружающей среды $2\text{ }^{\circ}\text{C}$) установка должна обеспечить подвод к нему 10 кДж/с теплоты. Определите минимальное значение мощности, которую будет потреблять эта установка.

Ответ: 771 Вт.

15.18. Для поддержания температуры воды в баке на уровне $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при температуре окружающей среды $20\text{ }^{\circ}\text{C}$) служит установка мощностью 5 кВт. Требуется определить максимально возможное количество теплоты, которое установка может передавать воде.

Ответ: 46,9 кДж/с.

15.19. Определить количество теплоты, переданной тепловому потребителю, и массовый расход рабочего тела – фреона R142b, отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной пароконпрессионной установки, мощность привода которой 8 кВт. Определить также теплоту, переданную фреону из окружающей среды за единицу времени. Температура теплоприёмника 50,7°C, а окружающей среды 3°C. Внутренний относительный КПД компрессора 0,87. Температуру фреона R142b при его конденсации принять равной температуре теплоприёмника, а его температуру в испарителе – равной температуре окружающей среды

Решение.

По условию задачи $\Delta t_1 = \Delta t_3 = 0$ (рис.15.5б), поэтому $t_3 = t_1 = 50,7^\circ\text{C}$ и $t_1 = t_{\text{oc}} = 3^\circ\text{C}$.

Термодинамические свойства фреона R142b определяются по Таблицам [6].

По таблицам [6] находим энтальпию и энтропию сухого насыщенного пара фреона при $t_1 = 3^\circ\text{C}$: $h_1 = 417,35$ кДж/кг и $s_1 = 1,7875$ кДж/(кг·К), а по $t_3 = 50,7^\circ\text{C}$ – энтальпию и давление жидкого фреона в состоянии насыщения: $h_3 = 265,2$ кДж/кг и $p_3 = 0,7$ МПа. В процессе адиабатного дросселирования $h_4 = h_3 = 265,2$ кДж/кг.

По таблицам [6] – по $p_2 = p_3 = 0,7$ МПа и $s_2 = s_1 = 1,7875$ кДж/(кг·К) находим энтальпию перегретого пара фреона $h_2 = 449,7$ кДж/кг.

По (15.9) и (15.15) рассчитывается удельная работа компрессора, равная работе всего цикла,

$$l_{\text{ц}}^{\text{A}} = l_{\text{к}}^{\text{A}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{от}}^{\text{к}} = (449,7 - 417,35) / 0,87 = 36,35 \text{ кДж/кг}$$

и энтальпия фреона за компрессором:

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{A}} = 417,35 + 36,35 = 453,7 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теплопроизводительность определяется по (15.20):

$$q_{\text{т}} = h_{2\text{д}} - h_3 = 453,7 - 265,2 = 188,5 \text{ кДж/кг,}$$

удельная теплота, передаваемая фреону R142b из окружающей среды, по (15.21):

$$q_2 = h_1 - h_4 = 417,35 - 265,2 = 152,15 \text{ кДж/кг,}$$

расход фреона R142b, теплота, передаваемая тепловому потребителю, и теплота, передаваемая фреону из окружающей среды за единицу времени – по (15.22):

$$m = N / l_{\text{ц}}^{\text{A}} = 8 / 36,35 = 0,22 \text{ кг/с,}$$

$$Q_{\text{т}} = m \cdot q_{\text{т}} = 0,22 \cdot 188,5 = 41,48 \text{ кДж/с,}$$

$$Q_2 = m \cdot q_2 = 0,22 \cdot 152,15 = 33,47 \text{ кДж/с,}$$

отопительный коэффициент по (15.17):

$$k_{от} = Q_T/N = 41,48/8 = 5,185,$$

отопительный коэффициент обратного цикла Карно по (15.19):

$$k_{от}^K = T_T/(T_T - T_{oc}) = 323,15/(323,15 - 276,15) = 6,79,$$

эксергетический КПД по (15.18):

$$\eta_{ex} = k_{от}/k_{от}^K = 5,185/6,79 = 0,764 = 76,4\%.$$

Ответ: $Q_T = 41,48$ кДж/с; $Q_2 = 33,47$ кДж/с; $m = 0,22$ кг/с; $k_{от} = 5,185$; $\eta_{ex} = 76,4\%$.

15.20. Определить мощность привода, массовый расход рабочего тела – фреона R134a, отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной парокомпрессионной установки тепловой мощностью 15 кДж/с. Температура фреона R134a при его конденсации 67,5°C, давление в испарителе 0,242 МПа, внутренний относительный КПД компрессора 0,81. Температуру фреона R134a при его конденсации принять равной температуре теплоприёмника, а его температуру в испарителе – равной температуре окружающей среды.

Ответ: $N = 5,41$ кВт; $m = 0,1$ кг/с; $k_{от} = 2,77$; $\eta_{ex} = 59,1\%$.

15.21. Решите задачу 15.19 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в испарителе и конденсаторе между греющей и нагреваемой средами равна 5,2°C». Сравните полученные ответы с ответами задачи 15.19 и дайте им объяснение.

Решение.

В соответствии с рис. 15.8б определяются температуры фреона R142b в испарителе и на входе в дроссель:

$$t_1 = t_{oc} - \Delta t = 3 - 5,2 = -2,2^\circ\text{C}; \quad t_3 = t_T + \Delta t = 50 + 5,2 = 55,2^\circ\text{C}.$$

Термодинамические свойства фреона R142b определяются по Таблицам [6]. Определяются энтальпия и энтропия сухого насыщенного пара фреона при $t_1 = -2,2^\circ\text{C}$: $h_1 = 414,0$ кДж/кг и $s_1 = 1,790$ кДж/(кг·К), а по $t_3 = 55,9^\circ\text{C}$ – энтальпия и давление жидкого фреона в состоянии насыщения: $h_3 = 272,4$ кДж/кг и $p_3 = 0,8$ МПа. В процессе дросселирования $h_4 = h_3 = 272,4$ кДж/кг.

По таблицам по $p_2 = p_3 = 0,8$ МПа и $s_2 = s_1 = 1,790$ кДж/(кг·К) находим энтальпию перегретого пара фреона $h_2 = 453,45$ кДж/кг.

По (15.9) и (15.15) рассчитывается удельная работа компрессора, равная работе всего цикла,

$$l_{\text{ц}}^{\text{д}} = l_{\text{к}}^{\text{д}} = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{oi}}^{\text{к}} = (453,5 - 414,0) / 0,87 = 45,34 \text{ кДж/кг}$$

и энтальпия фреона за компрессором

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_{\text{к}}^{\text{д}} = 414,70 + 45,34 = 459,33 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теплопроизводительность определяется по (15.20):

$$q_{\text{T}} = h_{2\text{д}} - h_3 = 459,34 - 272,4 = 186,94 \text{ кДж/кг,}$$

удельная теплота, передаваемая фреону R142b из окружающей среды, по (15.21):

$$q_2 = h_1 - h_4 = 414,0 - 272,4 = 141,6 \text{ кДж/кг,}$$

расход фреона R142b, теплота, передаваемая тепловому потребителю, и теплота, передаваемая фреону из окружающей среды за единицу времени – по (17.22):

$$m = N / l_{\text{д}}^{\text{д}} = 8 / 45,34 = 0,1764 \text{ кг/с,}$$

$$Q_{\text{T}} = m \cdot q_{\text{T}} = 0,1764 \cdot 186,9 = 32,98 \text{ кДж/с,}$$

$$Q_2 = m \cdot q_2 = 0,1764 \cdot 141,6 = 24,98 \text{ кДж/с,}$$

отопительный коэффициент по (15.17):

$$k_{\text{от}} = Q_{\text{T}} / N = 32,98 / 8 = 4,1225 \approx 4,12,$$

отопительный коэффициент обратного цикла Карно по (15.19):

$$k_{\text{от}}^{\text{к}} = T_{\text{T}} / (T_{\text{T}} - T_{\text{oc}}) = 323,85 / (323,85 - 276,15) = 6,79,$$

эксергетический КПД по (15.18):

$$\eta_{\text{ex}} = k_{\text{от}} / k_{\text{от}}^{\text{к}} = 4,1225 / 6,79 = 0,607 \approx 61\%.$$

Ответ: $Q_{\text{T}} = 33,0 \text{ кДж/с}$; $Q_2 = 25,0 \text{ кДж/с}$; $m = 0,1764 \text{ кг/с}$; $k_{\text{от}} = 4,12$; $\eta_{\text{ex}} = 61\%$.

15.22. Решите задачу 15.20 с теми же условиями, за исключением последнего предложения, вместо которого записать: «Минимальная разность температур в испарителе и конденсаторе между греющей и нагреваемой средами равна 6°C ». Прежде, чем решать задачу, ответе на вопрос: все ли величины в ответе задачи 15.20 изменятся? И если какие-то изменятся, то в какую сторону: увеличатся или уменьшатся?

Ответ: N , m и $k_{\text{от}}$ не изменятся; η_{ex} уменьшится. Расчет покажет, что $\eta_{\text{ex}} = 50,3\%$.

15.23. Определить количество теплоты, передаваемое тепловому потребителю, мощность привода, массовый расход рабочего тела – фреона R142b, отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной парокомпрессионной установки, если из окружающей среды, температура которой 0°C, испарителю передается 6 кДж/с теплоты. Температура конденсации фреона R142b 79,8°C, внутренний относительный КПД компрессора 0,85, минимальная разность температур в испарителе и конденсаторе между греющей и нагреваемой средами 6°C.

Ответ: $Q_T = 9,187$ кДж/с; $N = 3,75$ кВт; $m = 0,0572$ кг/с; $k_{от} = 2,45$, $\eta_{ex} = 55,3\%$.

15.24. Определить количество теплоты, переданное тепловому потребителю, массовый расход рабочего тела – фреона R142b, отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной парокомпрессионной установки, мощность привода которой 5 кВт.

Давление в конденсаторе 1,2 МПа, температура окружающей среды 4°C, внутренний относительный КПД компрессора 0,83. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами 6°C.

Решение.

Необходимые для расчета термодинамические свойства фреона R142b определяем по Таблицам [6]. См. также рис. 15.8a.

По давлению $p_{2-3} = 1,2$ МПа по Таблицам [6] определяем температуру $t_3 = 72,9^\circ\text{C}$, $h_3 = 296,4$ кДж/кг, $h_4 = h_3 = 296,4$ кДж/кг и рассчитываем температуру теплоприемника $t_t = t_3 - \Delta t = 72,9 - 6 = 66,9^\circ\text{C}$.

По $t_{oc} = 4^\circ\text{C}$ рассчитываем $t_1 = t_4 = t_{oc} - \Delta t = 4^\circ\text{C} - 6^\circ\text{C} = -2^\circ\text{C}$;

по $t_1 = -2^\circ\text{C}$ определяем $h_1 = 414,1$ кДж/кг и $s_1 = 1,790$ кДж/(кг·К).

По $p_{2-3} = 1,2$ МПа и $s_2 = s_1 = 1,790$ кДж/(кг·К) определяем

$$h_2 = 462,9 \text{ кДж/кг.}$$

По (15.9) рассчитываем удельную работу компрессора:

$$l_K^{\text{д}} = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^{\text{к}} = (462,9 - 414,1) / 0,83 = 58,8 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_{2\text{д}} = h_1 + l_K^{\text{д}} = 414,1 + 58,8 = 472,9 \text{ кДж/кг.}$$

Используя (15.22), рассчитываем: массовый расход m фреона R142b

$$m = N / l_K^{\text{д}} = 5000 / 58,8 = 85,034 \approx 85,0 \text{ кг/с,}$$

тепловую мощность Q_T и отопительный коэффициент установки

$$Q_T = m q_T = m(h_{2д} - h_3) = 85,034 \cdot (472,9 - 296,4) = 15,01 \text{ МДж/с},$$
$$k_{от} = Q_T / N = 15,01/5 = 3,002 \approx 3,00.$$

Отопительный коэффициент цикла Карно – цикла ТНУ – по (15.17):

$$k_{от}^K = T_T / (T_T - T_{oc}) = (66,9 + 273,15) / (66,9 - 4) = 5,406.$$

Эксергетический КПД ТНУ – по (15.19):

$$\eta_{ex} = k_{от} / k_{от}^K = 3,00 / 5,406 = 0,555 = 55,5\%.$$

Ответ: $Q_T = 15,0 \text{ МДж/с}; m = 85 \text{ кг/с}; k_{от} = 3,0; \eta_{ex} = 55,5\%$.

15.25. Решите задачу 15.24 с теми же условиями, но с дополнением: для подвода теплоты Q_2 к циклу используется бросовой низкотемпературный источник, температура которого $t_{нт} = 24^\circ\text{C}$ рис.15.8б. Сравните полученные результаты расчета с результатами расчета задачи 15.24.

Решение.

Из решения задачи 15.24 сохраняются: $t_3 = 72,9^\circ\text{C}$, $h_3 = 296,4 \text{ кДж/кг}$, $h_4 = h_3 = 296,4 \text{ кДж/кг}$.

Новые значения температур и энтальпий в состояниях 1 и 4: $t_1 = t_4 = t_{нт} - \Delta t = 24 - 6 = 18^\circ\text{C}$; $h_4 = h_3 = 296,4 \text{ кДж/кг}$. По $t_1 = 18^\circ\text{C}$ по Таблицам [6] определяем $h_1 = 426,9 \text{ кДж/кг}$, $s_1 = 1,783 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; по $p_2 = 1,2 \text{ МПа}$ и $s_2 = s_1 = 1,783 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ по Таблицам [6] определяем $h_2 = 460,5 \text{ кДж/кг}$.

Удельная работа компрессора:

$$l_K^n = (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^k = (460,5 - 426,9) / 0,83 = 40,48 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия фреона R142b на выходе из компрессора

$$h_{2д} = h_1 + l_K^n = 426,9 + 40,48 = 467,38 \text{ кДж/кг}.$$

Массовый расход фреона:

$$m = N / l_K^n = 5000 / 40,48 = 123,52 \text{ кг/с}.$$

Тепловая мощность:

$$Q_T = m \cdot (h_{2д} - h_3) = 123,52 \cdot (467,38 - 296,4) = 21,12 \text{ МДж/с}.$$

Отопительный коэффициент

$$k_{от} = Q_T / N = 21,12/5 = 4,224.$$

Подведенная к циклу теплота

$$Q_2 = m \cdot (h_1 - h_4) = 123,52 \cdot (426,9 - 296,4) = 16,12 \text{ МДж/с.}$$

Эксергетические температурные коэффициенты

для $t_T = 66,9^\circ\text{C}$ и $t_{HT} = 24^\circ\text{C}$:

$$\tau_T = 1 - T_{oc}/T_T = 1 - (4+273,15)/(66,9+273,15) = 0,18497;$$

$$\tau_{HT} = 1 - T_{oc}/T_{HT} = 1 - (4+273,15)/(24+273,15) = 0,067306.$$

Эксергетический КПД:

$$\eta_{ex} = \frac{|\tau_T|Q_T}{N + |\tau_{HT}|Q_2} = \frac{0,18497 \cdot 21,12}{5 + 0,067306 \cdot 16,12} = 0,642 = 64,2\%.$$

Ответ 15.25: $Q_T = 21,12 \text{ МДж/с}$; $m = 123,52 \text{ кг/с}$; $k_{от} = 4,224$; $\eta_{ex} = 64,2\%$.

15.26. Определить мощность привода, массовый расход рабочего тела – фреона R134a, отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной парокомпрессионной установки теплопроизводительностью 12 кВт. Давление фреона в конденсаторе 1,8 МПа, а его температура в испарителе -2°C . Внутренний относительный КПД компрессора 0,87. Минимальная разность температур в теплообменниках между греющей и нагреваемой средами 5°C .

Ответ: $N = 3,61 \text{ кВт}$; $m = 0,0799 \text{ кг/с}$; $k_{от} = 3,33$; $\eta_{ex} = 55,1\%$.

16. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕРМОДИНАМИКИ ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Основные формулы

Стехиометрическое уравнение произвольной химической реакции



где A_1, A_2, A_3, \dots – химические символы исходных реагентов с их стехиометрическими коэффициентами a_1, a_2, a_3, \dots ; B_1, B_2, B_3, \dots – химические символы образующихся веществ (продуктов реакции) с их стехиометрическими коэффициентами b_1, b_2, b_3, \dots

По условию стехиометрии коэффициенты a_i и v_i тождественны числу молей n реагентов A_i и B_i и поэтому изменение числа молей в результате осуществления реакции равно

$$\Delta n = \sum b_i - \sum a_i, \quad (16.2)$$

Уравнение материального баланса рассматриваемой химической реакции:

$$\sum_i b_i M_{B_i} - \sum_i a_i M_{A_i} = 0. \quad (16.3)$$

Термохимические уравнения представляют собой стехиометрические уравнения химических реакций, дополненные необходимыми сведениями о состоянии реагирующих и образующихся веществ (г, ж, тв, ...) и числовыми значениями тепловых эффектов реакции, например:



Здесь Q – тепловой эффект реакции. Для реакции, протекающей при постоянных T и V :

$$Q_v = \Delta U = U_{\text{прод}} - U_{\text{исх}} = \sum_i b_i U_{B_i} - \sum_i a_i U_{A_i}. \quad (16.5)$$

Для реакции, протекающей при постоянных T и p :

$$Q_p = \Delta H = H_{\text{прод}} - H_{\text{исх}} = \sum_i b_i H_{B_i} - \sum_i a_i H_{A_i}. \quad (16.6)$$

Соотношение между тепловыми эффектами реакций при постоянном давлении и при постоянном объеме, протекающих в идеальных газах:

$$Q_p - Q_v = \Delta H - \Delta U = \Delta n \cdot \bar{R} \cdot T. \quad (16.7)$$

Согласно закону Гесса тепловой эффект химической реакции не зависит ни от промежуточных стадий реакции, ни от их последовательности, а полностью определяется начальным и конечным состояниями системы. Поэтому:

1) алгебраическая сумма тепловых эффектов реакций, посредством которых система при постоянных p и T или T и V совершает круговой процесс, равняется нулю;

2) тепловой эффект реакции равен алгебраической сумме теплот образования продуктов и исходных веществ реакции из простых веществ:

$$Q_p = \sum_i b_i \cdot \Delta_f H_i^0 - \sum_i a_i \cdot \Delta_f H_i^0 ; \quad (16.8)$$

3) где величины $\Delta_f H_i^0$ – энтальпии образования веществ при $T = 0$ К и $T = 298,15$ К – приведены в справочнике «Термодинамические свойства индивидуальных веществ» [9]. Тепловые эффекты реакций, протекающих в идеальных газах, зависят только от температуры и могут быть рассчитаны как

$$Q_p(T) = \sum_i b_i [H^0(T) - H^0(0) + \Delta H_0^0]_i - \sum_i a_i [H^0(T) - H^0(0) + \Delta H_0^0]_i, \quad (16.9)$$

где $\Delta H_0^0 = \Delta_f H_i^0$ или

$$Q_p(T) = Q_p(0) + \sum_i b_i [H^0(T) - H^0(0)]_i - \sum_i a_i [H^0(T) - H^0(0)]_i, \quad (16.10)$$

где $[H^0(T) - H^0(0)]_i$ – энтальпия газа, отсчитываемая от температуры $T = 0$, значения которой могут быть рассчитаны с помощью калькулятора свойств газов [4] или взяты в справочнике [9], ΔH_0^0 – тепловой эффект образования данного реагента при $T = 0$.

Условием равновесия реагирующей системы является:

$$\sum_i \tilde{g}_i dn_i = 0, \quad (16.11)$$

которое преобразуется к виду:

$$\sum_i b_i \tilde{g}_i - \sum_i a_i \tilde{g}_i = 0. \quad (16.12)$$

Здесь $\tilde{g} = \tilde{H} - T \cdot \tilde{S}$ – молярный химический потенциал реагента, который для идеального газа определяется как

$$\tilde{g} = \tilde{g}^0 + \tilde{R} \cdot T \cdot \ln p, \quad (16.13)$$

где \tilde{g}^0 – стандартный молярный химический потенциал при температуре T и стандартном давлении $p_0 = 1$ бар, p – давление газа, выраженное в единицах p_0 , т.е. в барах. Введя понятие константы равновесия реакции:

$$\ln K = - \frac{\Delta G^0}{\tilde{R} \cdot T} = - \frac{\sum b_i \tilde{g}_i - \sum a_i \tilde{g}_i}{\tilde{R} \cdot T}, \quad (16.14)$$

где G^0 – энергия Гиббса газа при температуре T и стандартном давлении, условие равновесия реакции (16.12) можно представить в виде:

$$K = K_p. \quad (16.15)$$

Здесь K_p – константа равновесия по давлениям, равная

$$K_p = \prod p_{B_i}^{b_i} / \prod p_{A_i}^{a_i}. \quad (16.16)$$

При использовании молярных долей реагентов $x_i = p_i/p$ и константы равновесия по молярным долям:

$$Kx = \Pi x_{B_i}^{b_i} / \Pi x_{A_i}^{a_i}, \quad (16.17)$$

условие равновесия реакции выражается как

$$K = K_x \cdot p^{\Delta n}.$$

Константа равновесия реакции связана с константами равновесия реакций образования реагентов соотношением:

$$K = \Pi K_{A_i}^{a_i} / \Pi K_{B_i}^{b_i}, \quad (16.18)$$

где K_i – константа равновесия реакции образования i -го компонента. Значения K_i для различных температур приведены в справочнике [9].

Изменение константы равновесия реакции в зависимости от температуры определяется уравнением Вант-Гоффа:

$$\frac{d \ln K}{dT} = \frac{Q_p}{R \cdot T^2}. \quad (16.19)$$

При расчете свойств диссоциирующего газа используется понятие степени диссоциации α , равной молярной доле диссоциированного газа. Для реакции диссоциации типа



она равна

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4p}{K}}}. \quad (16.20)$$

В этом случае число молей газов в смеси равно $n_{см} = 1 + \alpha$ и молярные доли реагентов составляют:

$$x_2 = \frac{1-\alpha}{1+\alpha}, \quad x_1 = \frac{2\alpha}{1+\alpha}, \quad (16.21)$$

а масса моля смеси

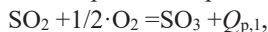
$$\mu = \mu_2 / (1 + \alpha). \quad (16.22)$$

Уравнение состояния диссоциирующего идеального газа

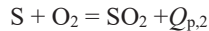
$$p \cdot v = \frac{\bar{R} \cdot T}{\mu_2} (1 + \alpha). \quad (16.23)$$

Задачи

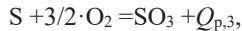
16.1. Определите тепловой эффект при температуре $T = 298,15$ К происходящей при постоянном давлении в продуктах сгорания топлива реакции преобразования диоксида серы SO_2 в триоксид серы SO_3 ,



если известны тепловые эффекты реакций



и



равные $Q_{p,2} = -296,810$ МДж/кмоль и $Q_{p,3} = -395,900$ МДж/кмоль.

Решение.

Согласно следствию закона Гесса для кругового процесса $\sum Q_p = 0$.

В нашем случае

$$Q_{p,2} + Q_{p,1} - Q_{p,3} = 0$$

и

$$Q_{p,1} = Q_{p,3} - Q_{p,2} = -395,900 - (-296,810) = -99,09 \text{ МДж/кмоль.}$$

Знак минус теплового эффекта свидетельствует о том, что в реакции происходит выделение теплоты.

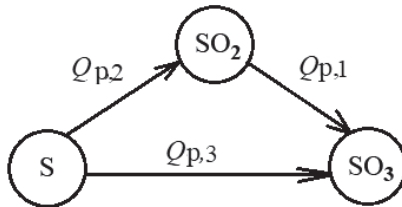
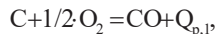


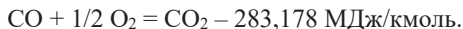
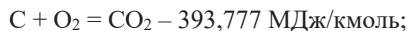
Рис. 16.1. К задаче 16.1

Ответ: $Q_{p,1} = -99,09$ МДж/кмоль.

16.2. Определить тепловой эффект трудно осуществимой реакции неполного сгорания углерода топлива при температуре $T = 298,15$ К:

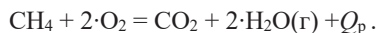


если известны тепловые эффекты реакций полного сгорания углерода и окиси углерода при этой температуре:



Ответ: $Q_{p,1} = -110,599$ МДж/кмоль.

16.3. Определите теплоту реакции сгорания Q_p метана при температуре $T = 298,15$ К:



Решение.

Для решения применим соотношение (16.8). В справочнике [9] «Термодинамические свойства индивидуальных веществ» для температуры $T = 298,15 \text{ К}$ найдем:

$$(\Delta_f H^0)_{\text{CH}_4} = -74800 \text{ кДж/кмоль};$$

$$(\Delta_f H^0)_{\text{CO}_2} = -393500 \text{ кДж/кмоль};$$

$$(\Delta_f H^0)_{\text{H}_2\text{O}} = -241814 \text{ кДж/кмоль}.$$

$$(\Delta_f H^0)_{\text{O}_2} = 0,$$

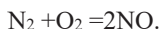
так как в справочнике теплоты образования простых веществ приняты равными нулю

$$Q_p = [(\Delta_f H^0)_{\text{CO}_2} + 2 \cdot (\Delta_f H^0)_{\text{H}_2\text{O}}] - [(\Delta_f H^0)_{\text{CH}_4} - 2 \cdot (\Delta_f H^0)_{\text{O}_2}];$$

$$Q_p = [-393\,500 + 2 \cdot (-241\,814)] - [-74\,800 + 2 \cdot 0] = -802,328 \text{ МДж/кмоль}.$$

Ответ: $Q_p = -802,326 \text{ МДж/кмоль}$.

16.4. Определите тепловой эффект Q_p реакции образования оксида азота при температуре $T = 0 \text{ К}$

**Решение.**

Для нахождения теплового эффекта применим уравнение (16.8). В справочнике [9] для температуры $T = 0 \text{ К}$ найдем

$$(\Delta_f H^0)_{\text{NO}} = 90,761 \text{ МДж/кмоль}.$$

Так как тепловые эффекты образования простых веществ приняты равными нулю, то

$$(\Delta_f H^0)_{\text{N}_2} = 0; (\Delta_f H^0)_{\text{O}_2} = 0.$$

$$Q_p(0) = 2 \cdot (\Delta_f H^0)_{\text{NO}} - (\Delta_f H^0)_{\text{N}_2} - (\Delta_f H^0)_{\text{O}_2} = 2 \cdot 90,761 - 0 - 0 =$$

$$= 181,522 \text{ МДж/кмоль}.$$

Ответ: $Q_p = 181,522 \text{ МДж/кмоль}$.

16.5. Определите тепловой эффект реакции образования при температуре $T = 2000 \text{ К}$ в продуктах сгорания топлива экологически вредного оксида азота. Учтите, что по данным решения задачи 16.4 при температуре $T = 0 \text{ К}$ тепловой эффект $\text{N}_2 + \text{O}_2 = 2\text{NO}$ равен $Q_p = 181,522 \text{ МДж/кмоль}$.

Решение.

Применим уравнение (16.10), причем энтальпию реагентов определим с помощью калькулятора свойств газов [4]. Учитывая, что в нем выдаются значения энтальпии газов, отсчитанные от $T = 0$ и в кДж/кг, уравнение запишем

$$Q_p(2000) = Q_p(0) + 2 \cdot \mu_{\text{NO}} \cdot h_{\text{NO}} - \mu_{\text{N}_2} \cdot h_{\text{N}_2} - \mu_{\text{O}_2} \cdot h_{\text{O}_2}.$$

Найдем энтальпии газов при $T = 2000$ К:

$$h_{\text{NO}} = 2234,7 \text{ кДж/кг}; \quad h_{\text{N}_2} = 2313,3 \text{ кДж/кг}; \quad h_{\text{O}_2} = 2121,3 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда

$$Q_p(2000) = 181,522 + 2 \cdot 30 \cdot 2,2347 - 28 \cdot 2,3133 - 32 \cdot 2,1213 = 182,95 \text{ МДж/кмоль}.$$

Ответ: $Q_p(2000) = 182,95 \text{ МДж/кмоль}$.

16.6. Для очистки дымовых газов от экологически вредного оксида азота NO применяется метод впрыскивания в них аммиака для осуществления реакции



Насколько отличаются тепловые эффекты этой реакции при проведении при постоянных p и T или постоянных V и T при температуре $T = 1100$ К?

Решение.

Согласно уравнению (16.7) разность тепловых эффектов равна

$$Q_p - Q_v = \Delta n \cdot \bar{R} \cdot T.$$

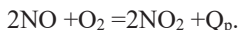
В данном случае изменение числа молей в реакции $\Delta n = 1$ и, следовательно

$$Q_p - Q_v = 1 \cdot 8,3145 \cdot 1100 = 9146 \text{ кДж} = 9,146 \text{ МДж}$$

или 2,2865 МДж/кмоль NO.

Ответ: Q_p больше Q_v на 9,146 МДж.

16.7. При высоких температурах горения находящийся в дымовых газах оксид азота NO может преобразоваться в еще более экологически вредный диоксид азота NO₂ по реакции



Насколько измениться тепловой эффект этой реакции при уменьшении температуры от $T = 2300$ К до 2000 К?

Ответ: $Q_p(2300) - Q_p(2000) = 1,664 \text{ МДж}$ или 0,832 МДж/кмоль NO.

16.8. Определите степень диссоциации кислорода при температуре $T = 2000$ К и давлении $p = 0,21$ бара, если для константы равновесия реакции по данным справочника [9] известно: $\lg K = -6,3548$. Реакция диссоциации $O_2 = 2O$.

Решение.

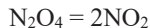
Используем формулу (16.20).

$$\text{При } \lg K = -6,3548 \quad K = 0,441 \cdot 10^{-6}.$$

$$\text{Тогда } \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4p}{K}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4 \cdot 0,21}{0,441 \cdot 10^{-6}}}} = 0,743 \cdot 10^{-3} = 0,074 \text{ \%}.$$

Ответ: $\alpha = 0,074\%$.

16.9. Определите удельный объем диссоциирующего тетроксид азота N_2O_4 и парциальные давления компонентов смеси при температуре $T=300$ К давлении $p = 0,1$ МПа, если для реакции



известна константа равновесия $K = 0,16192$.

Решение.

Степень диссоциации N_2O_4 рассчитаем по формуле (16.20):

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4p}{K}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4 \cdot 0,1}{0,16192}}} = 0,19724.$$

Удельный объем определим по уравнению (16.23):

$$v = \frac{\bar{R} \cdot T}{\mu_{N_2O_4} \cdot p} (1 + \alpha) = \frac{8,31451 \cdot 300}{92 \cdot 100} (1 + 0,19724) = 0,3246 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для нахождения парциальных давлений реагентов по соотношению (16.21) рассчитаем молярную долю диоксида азота NO_2

$$x_{NO_2} = \frac{2\alpha}{1 + \alpha} = \frac{2 \cdot 0,19724}{1 + 0,19724} = 0,32949.$$

Тогда парциальные давления реагентов составят:

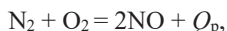
$$p_{NO_2} = x_{NO_2} \cdot p = 0,32949 \cdot 0,1 = 0,032949 \text{ МПа},$$

$$p_{N_2O_4} = p - p_{NO_2} = 0,1 - 0,032949 = 0,067051 \text{ МПа}.$$

Ответ: $v = 0,32460 \text{ м}^3/\text{кг}$, $p_{NO_2} = 0,032949 \text{ МПа}$,

$$p_{N_2O_4} = 0,067051 \text{ МПа}.$$

16.10. Определите константу равновесия при температуре $T=2100$ К и давлении $p=1$ бар реакции:



если известен тепловой эффект этой реакции при температуре $T = 0$ К

$$Q_p = 181,522 \text{ МДж/кмоль}.$$

Решение.

Для расчета константы равновесия применим формулу (16.14). Для этого стандартный молярный химический потенциал реагентов представим как

$$\tilde{g} = \tilde{H} - T \cdot \tilde{S} = [H^0 - H^0(0)] - T \cdot \tilde{S} + \Delta H_{0i}^0.$$

Тогда разность энергий Гиббса продуктов и исходных веществ реакции ΔG^0 , учитывая, что по формуле (16.8):

$$Q_p = \sum_i b_i \cdot \Delta H_{0i}^0 - \sum_i a_i \cdot \Delta H_{0i}^0,$$

запишем в виде:

$$\Delta G^0 = Q_p(0) + \sum b_i \{ [H^0 - H^0(0) - T \cdot S^0] \} - \sum a_i \{ [H^0 - H^0(0) - T \cdot S^0] \}$$

или, для нашей задачи, зная, что в калькуляторе свойств газов [4] рассчитываются удельные величины, отсчитываемые от $T = 0$, в виде

$$\Delta G^0 = Q_p(0) + 2 \cdot \mu_{\text{NO}} \cdot (h - T \cdot s^0)_{\text{NO}} - \mu_{\text{N}_2} \cdot (h - T \cdot s^0)_{\text{N}_2} - \mu_{\text{O}_2} \cdot (h - T \cdot s^0)_{\text{O}_2}. \quad (\text{A})$$

Используя, калькулятор свойств газов, при температуре $T = 2100$ К и давлении $p = 1$ бар найдем:

– для NO $h = 2357,1$ кДж/кг $s^0 = 9,1622$ кДж/(кг·К),

– для N₂ $h = 2442,0$ кДж/кг $s^0 = 9,0610$ кДж/(кг·К),

– для O₂ $h = 2239,8$ кДж/кг $s^0 = 8,4569$ кДж/(кг·К).

Подставив эти величины в (А), получим

$$\Delta G^0 = 181,522 + [2 \cdot 30(2357,1 - 2100 \cdot 9,1622) - 28 \cdot (2442,0 - 2100 \cdot 9,0610) - 32 \cdot (2239,8 - 2100 \cdot 8,4569)] \cdot 10^{-3} = 129,5517 \text{ МДж/кмоль.}$$

Тогда

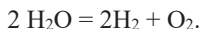
$$\ln K = -\frac{\Delta G^0}{R \cdot T} = -\frac{129,5517}{2100 \cdot 8,3145 \cdot 10^{-3}} = -7,4197$$

и

$$K = 5,9938 \cdot 10^{-4}.$$

Ответ: $K = 5,9938 \cdot 10^{-4}$.

16.11. При высоких температурах водяной пар диссоциирует с образованием водорода и кислорода:



Определите как влияет (увеличивает или уменьшает) уменьшение давления пара при постоянной температуре на степень его диссоциации.

Решение.

Воспользоваться формулой (16.20) в данном случае нельзя, так как она справедлива только для реакций типа $A_2 \leftrightarrow 2A_1$. Для анализа влияния давления на выход продуктов реакции используем формулу (16.17):

$$K = K_x p^{\Delta n}.$$

Для нее
$$\ln K = \ln K_x + \Delta n \cdot \ln p.$$

Продифференцировав это выражение по давлению, получим:

$$\left(\frac{\partial \ln K}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial \ln K_x}{\partial p}\right)_T + \frac{\Delta n}{p}.$$

Константа равновесия K от давления не зависит и $(\partial \ln K / \partial p)_T = 0$. В заданной реакции $\Delta n = 1$. Поэтому

$$\left(\frac{\partial \ln K_x}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{p}$$

и при уменьшении давления константа равновесия по мольным долям K_x возрастает. Это означает что мольные доли продуктов реакции увеличиваются.

Ответ: при понижении давления степень диссоциации увеличивается.

16.12. Получите формулу для расчета изобарной теплоемкости смеси идеальных газов, диссоциирующих по типу $A_2 \leftrightarrow 2A_1$.

Решение.

Вначале получим формулу для расчета энтальпии такой смеси. Для киломоля $H = x_2 \cdot H_2 + x_1 \cdot H_1 = \frac{1}{1+\alpha} \cdot [(1-\alpha) \cdot H_2 + 2 \cdot \alpha \cdot H_1]$,
а для удельной энтальпии с учетом (16.22)

$$h = \frac{1}{\mu_2} \cdot [(1-\alpha) \cdot H_2 + 2 \cdot \alpha \cdot H_1].$$

Продифференцировав по температуре, получим:

$$c_p = \frac{1}{\mu_2} \cdot \left[(1-\alpha) \cdot \tilde{c}_{p,2} + 2 \cdot \alpha \cdot \tilde{c}_{p,1} + (2 \cdot H_1 - H_2) \cdot \left(\frac{\partial \alpha}{\partial T}\right)_p \right]. \quad (A)$$

В этом уравнении по (16.6) $2H_1 - H_2 = Q_p$, а производную можно получить, используя для α формулу (16.20) $\alpha = \frac{1}{\sqrt{1+\frac{4p}{K}}}$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial T}\right)_p = \frac{4 \cdot p}{2 \cdot (1+4 \cdot p/K)^{\frac{3}{2}} \cdot K^2} \cdot \frac{dK}{dT} = \frac{\alpha(1-\alpha^2)}{2} \cdot \frac{d \ln K}{dT}.$$

и, применив уравнение Вант–Гоффа (16.19):

$$\frac{d \ln K}{dT} = \frac{Q_p}{\bar{R} \cdot T^2},$$

представить ее в виде

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial T}\right)_p = \frac{\alpha(1-\alpha^2)}{2} \frac{Q_p}{\bar{R} \cdot T^2}.$$

Подставив в (А), окончательно получим

$$c_p = \left[(1 - \alpha) \cdot \tilde{c}_{p,2} + \alpha \cdot \tilde{c}_{p,1} + \frac{\alpha(1-\alpha^2)}{2 \cdot \mu_2 \cdot \bar{R}} \left(\frac{Q_p}{T}\right)^2 \right].$$

Ответ: $c_p = \left[(1 - \alpha) \cdot \tilde{c}_{p,2} + \alpha \cdot \tilde{c}_{p,1} + \frac{\alpha(1-\alpha^2)}{2 \cdot \mu_2 \cdot \bar{R}} \left(\frac{Q_p}{T}\right)^2 \right].$

16.13. Определите удельную изобарную теплоемкость равновесной смеси газов, образующейся при диссоциации тетроксид азота по схеме $N_2O_4 = 2NO_2$ при температуре $T = 300$ К и давлении $p = 0,1$ МПа, если известны тепловой эффект этой реакции $Q_p = 56,006$ МДж/кмоль, теплоемкость тетроксид азота $c_p = 0,8629$ кДж/(кг К) и теплоемкость монооксида азота $c_p = 0,8095$ кДж/(кг К). Степень диссоциации тетроксид азота при этих параметрах рассчитана в задаче (16.9) $\alpha = 0,1972$.

Указание. Для решения задачи воспользуйтесь формулой, полученной в задаче 16.12.

Решение.

Расчет удельной теплоемкости проведем по формуле:

$$c_p = \left[(1 - \alpha) \cdot c_{p,N_2O_4} + \alpha \cdot c_{p,NO_2} + \frac{\alpha(1 - \alpha^2)}{2 \cdot \mu_{N_2O_4} \cdot \bar{R}} \left(\frac{Q_p}{T}\right)^2 \right].$$

Подставим известные величины

$$c_p = \left[(1 - 0,1972) \cdot 0,8629 + 0,1972 \cdot 0,8095 + \right. \\ \left. + \frac{0,1972 \cdot (1 - 0,1972^2)}{2 \cdot 92,3145} \left(\frac{56006}{300}\right)^2 \right],$$

$$c_p = 0,8298 + 0,1596 + 4,3177 = 5,3071 \text{ кДж/(кг К)}.$$

Обратите внимание на то, что основной составляющей теплоемкости в данном случае является вклад, обусловленный химической реакцией.

Ответ: $c_p = 5,3071$ кДж/(кг·К).

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров, А.А. Техническая термодинамика: учебник / А.А. Александров, В.С. Охотин, К.А. Орлов – М.: Издательство МЭИ, 2024.
2. Александров, А.А. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: справочник / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – 2-е изд. – М.: Издательский дом МЭИ, 2017.
3. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства газов / С.Л. Ривкин. – 4-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
4. Александров, А.А. Программа вычисления теплофизических свойств веществ / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков.– WaterSteamPro / <http://www.wsp.ru>
5. Александров, А.А. Таблицы термодинамических свойств газов / А.А. Александров, К.А. Орлов. – М.: Издательство МЭИ, 2016.
6. Охотин, В.С. Таблицы термодинамических свойств хладагентов / В.С. Охотин, А.А. Александров, Е.В. Джураева. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2023.
7. Джураева, Е.В. Расчетные задания для самостоятельных занятий по термодинамике и технической термодинамике: учеб. пособие / Е.В. Джураева, В.С. Охотин, В.Ф. Утенков. – М.: Издательство МЭИ, 2015.
8. Теплотехнические основы теплонасосных систем: учеб. пособие / А.А. Сухих, Д.В. Сиденков, В.И. Величко и др. – М.: Издательство МЭИ, 2021.
9. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: справочное изд. /Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев и др. – 3-е изд. – Т 1. – Кн.2. –М.: Наука, 1978.
10. Refprop

Учебное издание

Александров Алексей Александрович
Охотин Виталий Сергеевич
Сухих Андрей Анатольевич
Джураева Екатерина Владимировна

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Сборник задач

Редактор Т.А. Феоктистова
Компьютерная верстка З.Х. Айнетдиновой

Подписано в печать	12.04.26.	Печать офсетная	Формат 60x90 1/16
Печ. л. 16,25	Тираж 120 экз.	Изд. № 26у-027	Заказ №

Оригинал-макет подготовлен в РИО НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14.
Отпечатано в типографии НИУ «МЭИ».
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 13.